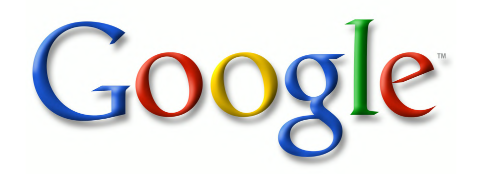
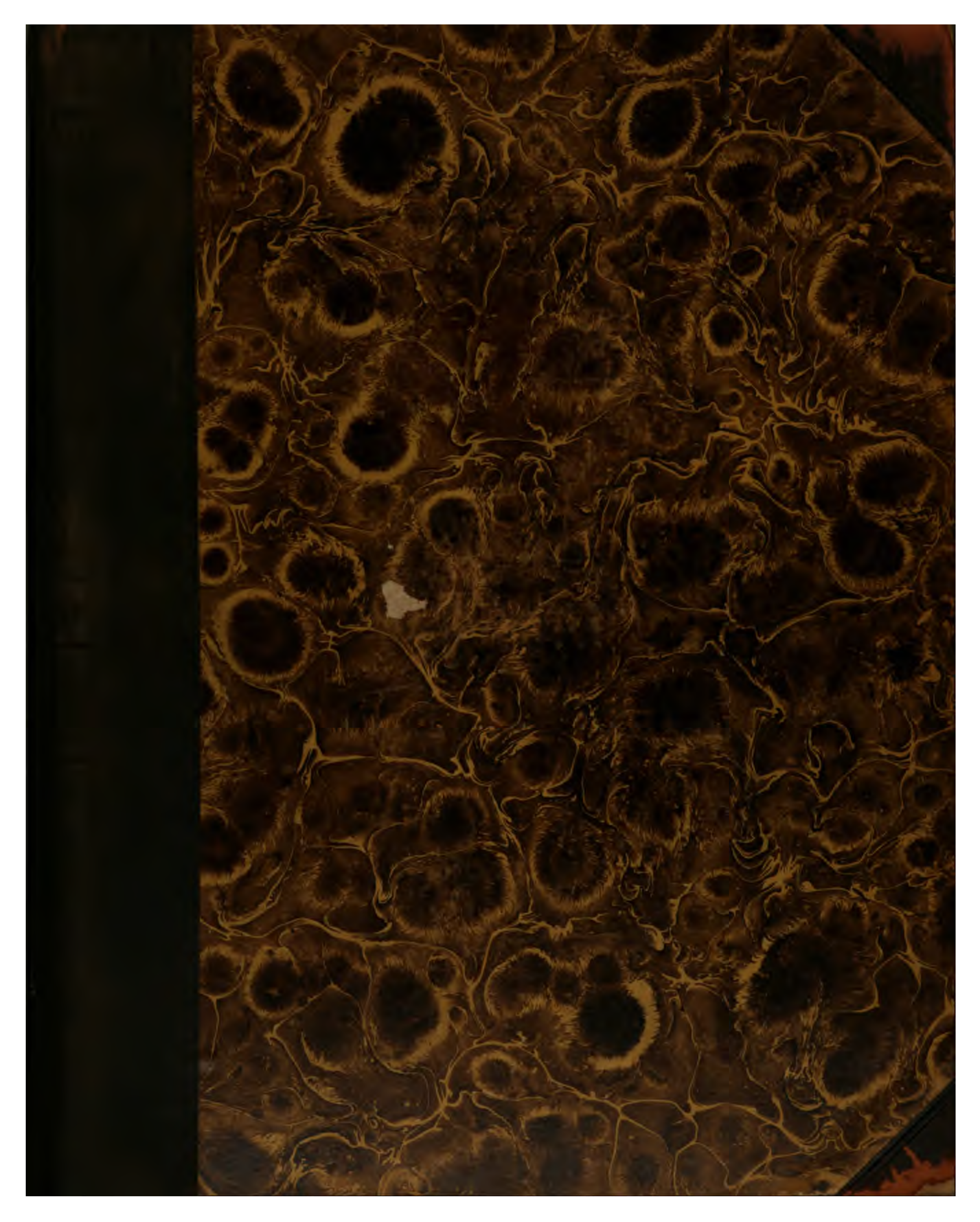
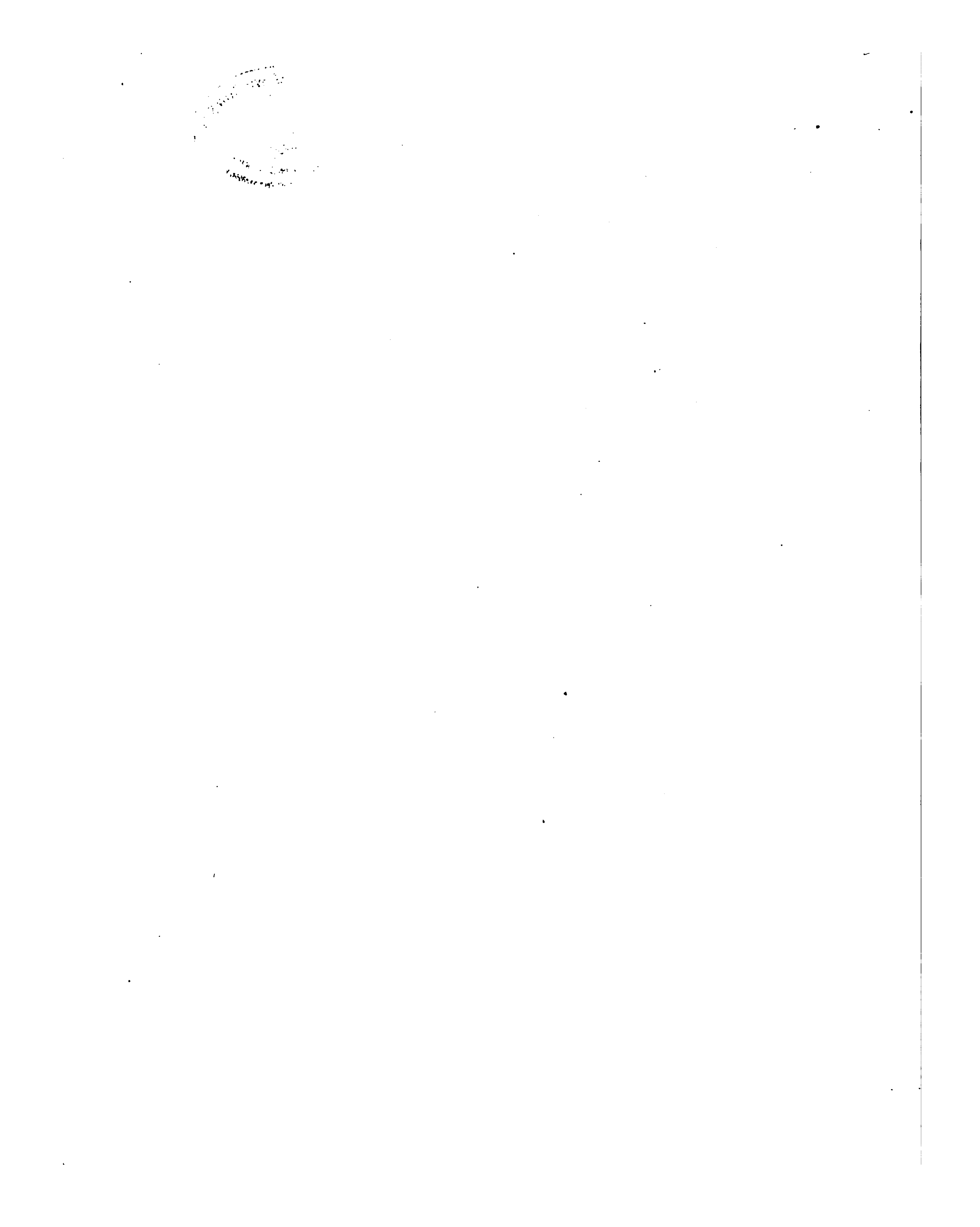





UNIVERSITY OF WISCONSIN
No. 29
ENGINEE







HANDBUCH

FÜR DEN

PRAKTISCHEN MASCHINEN-CONSTRUCTEUR.

EINE SAMMLUNG

DER WICHTIGSTEN FORMELN, TABELLEN, CONSTRUCTIONSREGELN UND BETRIEBSERGEBNISSE
FÜR DEN MASCHINENBAU UND DIE MIT DEMSELBEN VERWANDTEN INDUSTRIEZWEIGE.

UNTER MITWIRKUNG
ERFAHRENER INGENIEURE UND FABRIKDIRECTOREN

HERAUSGEGEBEN

VON

W. H. UHLAND,

Civil-Ingenieur und Chef-Redacteur des „Praktischen Maschinen-Constructeur“ etc.

I. BAND.

MASCHINENTHEILE, BEWEGUNGSMECHANISMEN, MOTOREN, TRANSMISSIONEN,
MESSAPPARATE, WASSER- UND LUFTPUMPEN, GEBLÄSE UND LUFTCOMPRESSIONSMASCHINEN.

MIT 1538 TEXTFIGUREN UND 13 TAFELN IN PHOTOLITHOGRAPHIE.

LEIPZIG, 1883.
BAUMGÄRTNER'S BUCHHANDLUNG.

Inhalts-Verzeichniss.

HANDBUCH

FÜR DEN

PRAKTISCHEN MASCHINEN-CONSTRUCTEUR.

VORWORT.

Dem Werke, welches ich hiermit als vollendetes Ganzes der Oeffentlichkeit übergebe, liegt vor allem der Gedanke zu Grunde, dem Techniker bei Entwurf und Ausführung einzelner Maschinen wie ganzer Fabrikanlagen nützliche Anhaltepunkte zu bieten. Dieser Bestimmung entsprechend sind bei der Auswahl und Bearbeitung des Stoffes durchgängig die Forderungen der Praxis massgebend gewesen und ist der Text im allgemeinen möglichst gedrängt gehalten, indem nur die die eigentliche Basis aller technischen Ausführungen bildenden Fächer (Maschinentheile, Transmissionen, Motoren, Bauconstructionen, Feuerungsanlagen, Maschinenfabrikation u. s. w.) eingehender behandelt worden sind. Ohne von dem ursprünglichen Plane abzuweichen, habe ich ferner, um den von verschiedenen Seiten an mich ergangenen Wünschen entgegenzukommen, dem die technischen Industrieen umfassenden Theile einen grösseren Umfang gegeben, sodass in diesen Capiteln alle wichtigeren der für die einzelnen Fabrikationszweige zur Anwendung kommenden Maschinen durch Constructionszeichnungen veranschaulicht und durch fassliche Beschreibungen mit allen für den Praktiker wünschenswerthen Angaben in ihren Grundzügen erläutert sind. Mit Rücksicht auf das Bedürfniss des Praktikers ist für die Anwendung der die nothwendigen Berechnungen vermittelnden Formeln und Regeln, von denen nur die bewährtesten Aufnahme gefunden haben, allein die Kenntniss der Elementarmathematik vorausgesetzt; überdies können in den meisten Fällen die Resultate ohne weiteres den in grosser Anzahl beigefügten Tabellen entnommen werden. An Illustrationen ist das vorliegende Handbuch so reich wie kaum irgend ein ähnliches Werk; dasselbe enthält 4363 Textfiguren in Hochätzung und 74 Tafeln in Photolithographie. Zum ersten Male wurde in dem vorliegenden Werke von der photographischen Aufnahme der Zeichnungen für die Wiedergabe in Zinkätzung oder in Lithographie in so ausgiebiger Weise Gebrauch gemacht. Nur durch diese Reproductionsmanier war es möglich, verhältnissmässig kleine Figuren als exacte Wiedergabe grosser Constructionszeichnungen herzustellen, um einen solchen Figurenreichthum zu bieten, und auf den Tafeln eine solche Menge sorgfältig ausgeführter Originalpläne zur Darstellung zu bringen. Die Tafeln, auf welchen grösstentheils ausgeführte Anlagen bedeutender Ingenieure und Maschinenfabriken reproducirt sind, liefern ein bei gleichartigen fachmännischen Arbeiten mit Vortheil verwerthbares, in der Hauptsache noch nirgends publicirtes Material. Selbstverständlich kann ein Werk, in welchem das Wesentlichste aus dem weiten Gesammtgebiet der Technik auf den engsten Raum zusammengedrängt ist, keinen Anspruch auf absolute Vollständigkeit bezüglich irgend einer der in Betracht kommenden Branchen machen, noch auch für denjenigen, der gründliche Studien zu machen wünscht, als Ersatz der speciellen Lehrbücher dienen; doch glaube ich, in allen Hauptpunkten den berechtigten Wünschen der

grossen Mehrzahl der Interessenten entsprochen zu haben. Fern sei es von mir, die vielbenutzte Phrase „um einem längst gefühlten Bedürfniss abzuhelfen“ als Aushängeschild gebrauchen zu wollen; allein thatsächlich habe ich mich seinerzeit nur auf Zureden zahlreicher Fachgenossen zur Ausarbeitung des „Handbuchs“ entschlossen, weil ich mir von vornherein der Schwierigkeiten bewusst war, die sich der zweckmässigen Durchführung eines solchen Unternehmens naturgemäss entgegenstellen mussten. Während der in Lieferungen erfolgten Ausgabe des Werkes wuchsen diese Schwierigkeiten noch, namentlich infolge der eminenten Fortschritte, die in verschiedenen Zweigen der Technik in den letzten Jahren gemacht worden sind, sodass es trotz des eifrigsten Bestrebens nicht möglich war, in jeder Richtung den neuesten Stand der Entwickelung zu berücksichtigen. Anderseits war es keine leichte Aufgabe, das erforderliche weitschichtige Material herbeizuschaffen, obwohl ich, wie ich dankbar anerkenne, in diesem Bemühen von vielen bedeutenden Maschinenfabriken, Civil-Ingenieuren und anderen Technikern durch Einsendung von Notizen und Zeichnungen einzelner Maschinen oder ganzer Anlagen, wie auch durch Bearbeitung einzelner Abschnitte des Werkes bereitwilligst unterstützt worden bin. So war es nicht zu vermeiden, dass hier und da kleine Lücken geblieben sind, die sich allerdings nur dem Specialtechniker fühlbar machen werden. Wenn ich gern bereit bin, derartige Unvollkommenheiten, die übrigens jedem Werke von ähnlicher Tendenz anhaften, offen einzugestehen, so möge es mir dafür gestattet sein, auf die günstige Aufnahme hinzuweisen, welche das „Handbuch“ schon bei seinem Erscheinen in Lieferungen in den verschiedensten technischen Kreisen gefunden hat, der zufolge dasselbe nicht allein von einzelnen Technikern, sondern, wie mir mehrfach direct mitgetheilt wurde, auch in vielen Constructions-Bureaux, unter denen sich solche weltbekannter Firmen befinden, eingeführt und täglich benutzt worden ist. Jüngere Techniker werden vielleicht in dem Werke Uebungsbeispiele vermissen; da indess auf Grund der bisherigen Erfahrung angenommen werden darf, dass das Handbuch von einer sehr grossen Anzahl von Technikern benutzt wird, für welche derartige Beispiele überflüssig sind, habe ich es, um den Umfang des Werkes nicht noch mehr zu vergrössern, für angemessen gehalten, keine Beispiele in dasselbe aufzunehmen. Dagegen ist, um auch denjenigen Lesern des Handbuchs, welche ohne Zuhilfenahme von Beispielen dasselbe kaum mit Vortheil benutzen können, in diesem Sinne gerecht zu werden, die Herausgabe einer Sammlung der Praxis entlehnter Beispiele in einem für sich erscheinenden Supplementband in Aussicht genommen. Möchte sich das Gesammtwerk in Form und Inhalt immer mehr als ein wirklich zweckmässiges Hilfsmittel zur schnellen und sicheren Lösung der an den Fachmann in immer grösserer Vielseitigkeit und Mannigfaltigkeit herantretenden Aufgaben erweisen!

Leipzig, im August 1883.

W. H. Uhland.

Vorwort zu Band I.

Band I des „Handbuchs für den praktischen Maschinen-Constructeur“ enthält eine kurzgefasste Constructionslehre für Maschinenelemente, Motoren und Transmissionen, an welche sich die wichtigsten Notizen für die Construction der Messapparate, Wasser- und Luftpumpen, Gebläse und Luftcompressionsmaschinen anschliessen. Soweit als möglich sind bei den einzelnen Abtheilungen die für den Praktiker wichtigen Berechnungsresultate in Tabellen zusammengestellt, welche, zum grossen Theil direct der Praxis entnommen, über Dimensionen, Gewichte und andere für Bau und Betrieb wissenswerthe Daten in übersichtlicher Weise Aufschluss geben und somit auch bei Calculationen und Voranschlägen gute Dienste leisten werden. Von der Entwickelung der Formeln wurde, der vorwiegend praktischen Tendenz des Werkes entsprechend, Abstand genommen; theoretische Erläuterungen haben nur da in beschränktem Masse Aufnahme gefunden, wo sie zum Verständniss der gegebenen Constructionsregeln unentbehrlich erschienen. Ueberall aber ist darauf Bedacht genommen, durch Zeichnung und Beschreibung ausschliesslich solche Formen und Constructionen zur Anschauung zu bringen, die in der Praxis bereits Anerkennung und Verbreitung gefunden haben. Dem Charakter des Handbuchs gemäss ist insbesondere auch die Benutzung desselben für mittlere und kleine Maschinenfabriken sowie für solche Etablissements ins Auge gefasst worden, welche nur mangelhaft eingerichtet sind und von den Verkehrscentren entfernt liegen, weshalb auch manche Constructionen Berücksichtigung gefunden haben, die zwar nicht zu den Neuheiten zu rechnen sind, deren Anwendung aber in zahlreichen Fällen empfohlen werden kann.

Leipzig, im August 1883.

Der Herausgeber.

Berichtigungen und Ergänzungen zu Band I.

S. 3 Z. 1 v. u. der Tabellen-Spalte D lies: 56 statt: 55.
„ 5 „ 24 v. o. lies: 7,78 statt: 77,8.
„ 7 „ 15 v. u. lies: Kessel- und Brückennieten statt: Kessel und Brückennieten.
„ 9 „ 6 v. o. der Tabellen-Spalte P lies: 370 statt: 470.
„ 12 Figur 102. Das eingeschriebene Maass für $0{,}4\,D$.
„ 12 Figur 108. lies: $7{,}5\,D$ statt: $0{,}75\,D$.
„ 14 Z. 6 v. o. lies: $\dfrac{1 \mp f \dfrac{s}{2 r \pi}}{\pm 1 + f \dfrac{2 r \pi}{s}}$ statt: $\dfrac{1 \mp f \cdot \dfrac{2 r \pi}{s}}{\pm 1 + f \dfrac{s}{2 r \pi}}$
„ 17 „ 12 v. u. Spalte 9 der Tabelle lies: 2620 statt: 2680.
„ 19 „ 1 v. u. lies: $P_2 = \dfrac{s + a_2 + a_1 \left(1 + \dfrac{Q_1}{Q_2}\right)}{s + a_1} \cdot Q_2$
statt: $P_2 = \dfrac{s + a_2 + a_1 \left(1 + \dfrac{Q_1}{Q_2}\right)}{s + a_1}$.
„ 26 „ 1 v. u. Spalte 2 von rechts lies: 46 statt: 50.
„ 27 „ 1 v. u. Spalte 13 lies: 245 statt: 262.
„ 27 „ 4 v. u. lies: 41 statt: 38.
„ 27 „ 9 v. u. Spalte 2 von rechts lies: 365 statt: 301.
„ 39 „ 23 v. o. lies: β statt; δ.
„ 39 „ 25 v. o. lies: β statt: δ.
„ 42 „ 15 v. u. lies: H statt: A.
„ 50 „ 11 v. o. Spalte 1 lies: 1008 statt: 1050.
„ 50 „ 6 v. o. Spalte 4 lies: 0,9 statt: 0,6.
„ 56 „ 6 v. o. lies: $T_1 = T_2 \,.\, e^{fa}$ und $T_1 = \dfrac{e^{fa}}{e^{fa} - 1} \cdot P = 1 + \dfrac{1}{fa + \dfrac{f^2 a^2}{2}} \cdot P$; $T_2 = \dfrac{1}{e^{fa} - 1} \cdot P = \dfrac{1}{fa + \dfrac{f^2 a^2}{2}} \cdot P$
statt: $T_1 = T_2 \,.\, e^{fa}$ und $T_1 = \dfrac{e^{fa}}{e^{fa} - 1} \cdot P = 1 + \dfrac{1}{fa + \dfrac{f^2 a^2}{2}} \cdot T_2 = \dfrac{1}{e^{fa} - 1} \cdot P = \dfrac{1}{fa + \dfrac{f^2 a^2}{2}}$.

S. 56 Tabelle lies: Hanfschnüre statt: Neue Riemen.
„ 65 Z. 25 v. o. lies: Seil- statt Riemen-.
„ 74 „ 8 v. u. Spalte 2 von rechts lies: 72197 statt: 69447.
„ 74 „ 9 v. u. „ 1 „ „ „ 58,75 „ 58,55.
„ 74 „ 11 v. u. „ 1 „ „ „ 49,73 „ 47,61.
„ 74 „ 13 v. u. „ 1 „ „ „ 41,45 „ 39,50.
„ 74 „ 19 v. u. „ 2 „ „ „ 24030 „ 24300.
„ 74 „ 18 v. u. „ 3 „ links „ 6,53 „ 6,23.
„ 76 1. Tabelle Spalte 2 von rechts, letzte Zeile lies: 45 statt: 40.
„ 97 Z. 6 v. u. lies: $i = 2 + \dfrac{D}{50}$ statt: $i = 3 + \dfrac{D}{50}$.
„ 100 „ 11 v. u. lies: Keller, K. statt: Keller, C.
„ 112 „ 28 v. u. lies: C statt: O.
„ 114 „ 13 v. o. lies: linken statt: rechten.
„ 117 „ 7 v. u. lies: Lemielle statt: Lemiellie.
„ 120 „ 8 v. o. lies: Reuleaux statt: Roulaux.
„ 126 „ 27 v. o. lies: Emery statt: Emmery.
„ 127 „ 4 v. u. lies: der Wasserräder, ist stets ein statt: der Wasserräder, stets ein.
„ 130 „ 5 v. u. lies: $T = \left(\dfrac{Q}{u b \,.\, \sqrt{2 g}}\right)^{2/3}$
statt: $T = \left(\dfrac{Q}{u b \,.\, \sqrt{2 g}}\right)^{3/2}$.
„ 153 „ 6 v. o. lies: Berthouart statt: Béthouart.
„ 153 „ 7 v. o. lies: Brault statt: Braul.
„ 171 „ 11 v. o. Spalte 4 von rechts lies: 3 statt: 4.
„ 182 „ 14 v. u. lies: Thielmann statt: Thielemann.
„ 186 Fig. 1031—1033 muss um 180° gedreht gedacht werden.
„ 193 Z. 16 v. u. lies: $\dfrac{b}{a} = \dfrac{l_0}{l}\left(1 \pm \sqrt{1 + \dfrac{l}{l_1}}\right)$
statt: $\dfrac{b}{a} = \dfrac{l_0}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \dfrac{l}{l_1}}\right)$
„ 207 „ 5 v. o. lies: z statt: s.
„ 233 „ 22 v. o. lies: oc statt: od.
„ 236 „ 8 v. u. lies: E statt: ε.
„ 265 „ 4 v. o. lies: fortgenommen statt: genommen.
„ 289 „ 14 v. u. lies: Centimeter statt: Quadratcentimeter.
„ 289 „ 1 v. u. lies: 620 statt: 630.

Berichtigungen und Ergänzungen zu Band IV.

S. 1 Z. 10 v. u. im Beispiel rechts lies: 0,004 statt: 0,04.

„ 1 „ 9 v. u. im Beisp. rechts lies: 0,0005 statt: 0,005.

„ 1 „ 4 v. u. im Beisp. rechts lies: 0,000008 statt: 0,00008.

„ 1 „ 3 v. u. im Beisp. rechts lies: 0,000015 statt: 0,000030.

„ 1 „ 1 v. u. im Beisp. rechts lies: 0,001984 statt: 0,001999.

„ 2 „ 30 v. o. in Tabelle rechts lies: 308 statt: 508.

„ 3 „ 6 v. o. im Beispiel rechts lies: $0{,}4802^3$ statt: $0{,}48002^3$.

„ 3 „ 6 v. o. im Beispiel rechts lies: $0{,}4800^2$ statt: 0,4800.

„ 4 „ 27 v. u. lies: 1,5185 statt: 1,5135.

„ 4 „ 28 v. u. lies: 10,05 statt: 10,35.

„ 4 „ 37 v. u. lies: 4,1548 statt: 4,1518.

„ 5 „ 29 v. u. lies: 1,9823 statt: 1,9783.

„ 5 „ 20 v. u. lies: 31,42 statt: 41,42.

„ 5 „ 13 v. u. lies: 1225043 statt: 1225053.

„ 5 „ 1 v. u. lies: 14161 statt: 14561.

„ 6 „ 42 v. u. lies: 11,7473 statt: 11,7413.

„ 8 „ 37 v. u. lies: 543,25 statt: 544,25.

„ 9 „ 1 v. o. lies: $\sqrt[3]{n}$ statt: $\sqrt[2]{n}$.

„ 9 „ 3 v. u. lies: 1001,0 statt: 1002,0.

„ 10 „ 2 v. o. lies: 5,88610 statt: 588160.

„ 10 „ 6 v. u. lies: 20,3470 statt: 30,3470.

„ 11 „ 24 v. u. lies: 6,12249 statt: 6.11249.

„ 15 „ 6 v. u. lies: 6,57088 statt: 6,57008.

„ 20 „ 8 v. u. lies: 512 statt: 572.

„ 20 „ 5 v. u. lies: 1953125 statt: 1853125.

„ 21 „ 6 v. o. lies: in Spalte II 3,819719 statt: 3,189719.

„ 21 „ 11 v. o. lies: in Spalte III 384,787456 statt: 384,887456.

„ 21 „ 14 v. o. lies: in Spalte I 0,034907 statt: 0,0034907.

„ 21 „ 21 v. o. lies: 0,050968 statt: 0,0056076.

„ 23 „ 1 v. u. lies: 1,0472 statt: 1,05577.

„ 30 „ 3 v. o. lies: $2 + \frac{1}{7} = \frac{15}{7}$ statt: $2 + \frac{1}{7} + \frac{15}{7}$.

„ 30 „ 4 v. o. lies: $\frac{1}{\frac{551}{67}} = \frac{67}{551}$ statt: $\frac{1}{\frac{551}{67}} + \frac{67}{551}$.

„ 30 „ 4 v. o. lies: $6 + \frac{67}{551} = \frac{3373}{551}$ statt: $6 + \frac{67}{551} + \frac{3373}{551}$.

„ 33 „ 21 v. o. lies: $x = \frac{\pm a \pm \sqrt{a^2 \mp 4b}}{2}$ st.: $x = \frac{\pm a \pm \sqrt{a^2 \mp 4b}}{2}$.

„ 34 „ 8 v. o. lies: $y_1 = \sqrt[3]{2 + \sqrt{4 - {}^8/_{27}}} + \sqrt[3]{2 - \sqrt{4 - {}^8/_{27}}}$

statt: $y_1 = \sqrt{2 + \sqrt{4 - {}^8/_{27}}} + \sqrt[3]{2 - \sqrt{4 - {}^8/_{27}}}$.

„ 34 Z. 18 v. u. lies: $S = \frac{a+u}{2} \cdot n$ statt: $S = \frac{a+u}{2}$.

„ 34 „ 18 v. u. lies: $S = \left(a + \frac{(n-1)d}{2}\right)n$ statt: $S = a + \frac{n-1}{2} \cdot d$.

„ 36 Z. 5 v. o. lies:

$$1 + 1 + \left(1 - \frac{1}{x}\right)\frac{1}{1.2} + \left(1 - \frac{1}{x}\right)\left(1 - \frac{2}{x}\right)\frac{1}{1.2.3}.$$

statt:

$$1 + 1 + \left(1 - \frac{1}{x}\right)\frac{1}{1.2} + 1 - \frac{1}{x}\left(1 - \frac{2}{x}\right)\frac{1}{1.2.3}.$$

S. 37 Z. 2 v. o. lies: e an a statt: e an d.

„ 37 „ 14 v. o. lies: ½ × Grundlinie × Höhe $= \frac{b.h}{2}$ statt: Grundfläche mal Höhe $= \frac{b.h}{2}$.

„ 37 „ 23 v. o. lies: $F = \frac{n}{2} R^2 \sin \frac{360^0}{n}$ st.: $F = n R^2 \cos \frac{180^0}{n}$.

„ 37 „ 28 v. o. lies: $r = 0{,}688\, S$ statt: $r = 0{,}695\, S$.

„ 37. Fig. 7 steht auf dem Kopfe.

„ 38 Z. 22 v. o. für $cotng\, 360^0$ lies: $+\infty$ statt: $-\infty$.

„ 38 „ 29 v. o. für $270 \pm \alpha$ lies: $cotg\, \varphi = \mp tg\, \alpha$ statt: $\pm tg\, \alpha$.

„ 39 „ 2 v. u. lies: $tg \frac{B-C}{2} = \frac{b-c}{b+c} \cdot cotg \frac{A}{2}$

statt: $tg \frac{B-C}{2} = \frac{b-c}{b+c}\, cotg\, A$.

„ 40. In dem Falle (3) für das schiefwinkelige Dreieck ist gegeben a, b, C; gesucht A, B, c, F

lies: $\frac{A+B}{2} = 90^0 - \frac{C}{2}$ statt: $A + B = 90^0 - \frac{C}{2}$,

lies: $tg \frac{A-B}{2} = \frac{a-b}{a+b} \cdot cotg \frac{C}{2}$

statt: $tg\,(A-B) = \frac{a-b}{a+b}\, cotg \frac{C}{2}$,

lies: $\sqrt{(a+b)^2 - 4ab\cos^2\frac{C}{2}} = \sqrt{(a-b)^2 + 4ab\sin^2\frac{C}{2}}$

statt: $\sqrt{(a-b)^2 + 4\,.\,ab\cos^2\frac{C}{2}}$.

„ 42 Z. 22 v. u. lies: $\overset{\frown}{oHp}$ statt: $\overset{\frown}{OHP}$.

„ 42 „ 22 v. u. lies: $o A_1 p$ statt: $o A p$.

„ 42 „ 21 v. u. lies: Mittelpunkt statt: Mittel.

„ 43 „ 25 v. u. lies: c_1 statt: o_1.

„ 45 „ 13 v. o. lies: $s = \frac{v^2}{2p}$ statt: $\frac{v^2 . p}{2}$.

„ 47 „ 6 v. u. lies: $G.\,h$, also gleich etc. statt: $G\,H$, alle gleich etc.

„ 49 „ 3 v. u. lies: f_1 = Coefficient für die rollende Reibung
f = „ „ „ gleitende „
statt umgekehrt.

„ 50 „ 11 v. u. zu Fig. 22

lies: $BC = \frac{Q\,.\,l}{Q+P}$ statt: $BC\,.\,\frac{Q\,.\,l}{Q+P}$.

„ 50 „ 8 v. u. zu Fig. 23

lies: $l = \frac{Q\,.\,AB}{Q-P}$ statt: $b = \frac{Q\,.\,AB}{Q-P}$.

„ 50 „ 5 v. u. zu Fig. 24

lies: $AC = \frac{Q\,.\,AB}{P-Q}$ statt: $AB = \frac{Q\,.\,AB}{P-Q}$.

„ 50 „ 1 v. u. lies: $R = \sqrt{P^2 + Q^2 + 2PQ\,.\,\cos\alpha}$

statt: $R = \sqrt{P^2 + Q^2\, 2PQ\,.\,\cos\alpha}$.

„ 52 „ 9 v. u. lies: $\mathfrak{A}p_1 - \mathfrak{A}p_2 = \frac{J}{2}(w_2 + w_1)(w_2 - w_1)$

statt: $\frac{J}{2}(w_2 + w_2)(w_2 - w_2)$.

S. 53 Z. 7 v. u. lies: $J = \frac{(h - h_1) h_2^3 + (h_1 - h_2) h_1^3 + h_2 h_3^3}{12}$ und $W = \frac{(h - h_1) h_2^3 + (h_1 - h_2) h_1^3 + h_2 h^3}{6h}$ } für Fig. 54

„ 56 „ 1 v. o. lies: Das Widerstandsmoment W ist der Quotient aus dem Trägheitsmoment J des Querschnitts in Bezug auf eine in dessen Ebene gelegene durch den Schwerpunkt gehende Ebene und dem Abstande e der am stärksten gespannten Faser von dieser Ebene.

S. 56 Z. 7 v. o. lies: $P_1 \frac{l}{2}$ zu Fig. 66 statt $P_1 . l$.

„ 56 „ 13 v. o. lies: $B = \frac{P_1 n_1 + P_2 n_2 + P_3 n_3}{l}$ statt: $B = \frac{P_1 m + P_2 n_2 + P_3 n_3}{l}$.

„ 56 „ 14 v. o. lies: $M_1 = A n_1$ statt: $M_1 = A m_1$.

„ 56 „ 17 v. o. in der Anmerkung lies: Belastung statt: Bedeutung.

„ 56 „ 5 v. u. lies: $71619,7 \frac{N}{n}$ statt: 71619,7.

„ 57 „ 18 v. u. lies: $\frac{\delta}{r} = \sqrt{\frac{5}{6} \frac{p}{S}}$ statt: $\frac{d}{r} = \sqrt{\frac{p}{S}}$.

„ 57 „ 18 v. u. lies: $\frac{h}{d} = \frac{2}{3} \frac{p r^4}{E \delta^4}$ statt: $\frac{h}{d} = \frac{5}{6} \frac{p . r^4}{E \delta^4}$.

„ 57 „ 14 v. u. lies: unter 4) $h = \frac{4}{3} ln \frac{r}{r_0} \cdot \frac{P}{\pi \delta^2}$ statt: $h = \frac{4}{3} ln \frac{r}{r_0} \frac{P}{\pi h^2}$.

„ 62 „ 1 v. u. lies: 8 (Fall 3) statt: 9 (Fall 3).

„ 72 „ 5 v. o. lies: h in m statt: h in mm.

„ 77 „ 35 v. u. lies: bei Ansatzröhren mit inneren scharfen Kanten etc. statt: bei inneren Ansatzröhren mit scharfen Kanten etc.

„ 77 „ 30 v. u. lies: für Röhren mit inneren Flanschen statt: für innere Röhren mit Flanschen.

„ 78 „ 8 v. u. ist einzuschalten $\frac{\delta}{2}$ = Bricol oder halber Ablenkungswinkel $= 90^0 - \frac{\alpha}{2}$.

S. 80 Z. 9 v. u. lies: $\beta = 0,0000045$ statt: $\beta = 0,03$.

„ 80 „ 7 v. u. lies: $\beta = 0,0000133$ statt: $\beta = 0,07$.

„ 80 „ 6 v. u. lies: $\beta = 0,00006$ statt: $\beta = 0,25$.

„ 80 „ 5 v. u. lies: $\beta = 0,00035$ statt: $\beta = 1,25$.

„ 80 „ 4 v. u. lies: $\beta = 0,0007$ statt: $\beta = 1,75$.

„ 100 „ 15 v. o. lies: Natrium statt: Natron.

„ 105 „ 29 v. o. lies: Zink bildet den positiven, Kupfer den negativen Pol statt umgekehrt.

„ 108 No. 14 lies: Wismuth Bi 208 B^{III} 208 statt: Bi 210 Bi^{II} 210.

„ 108 No. 46 lies: Uran U 60 U^{II} 120 statt: U 60 U^{IV} 240.

„ 108 No. 47 lies: Aluminium Al 13,7 Al^{II} 27,4 statt: Al 13,7 Al^{III} 27,4.

„ 118. Fig. 12 u. 13. Die gegenwärtig allgemein gebräuchlichen Nivellirinstrumente (mit Ausnahme des Tascheninstrumentes Fig. 8) sind mit astronomischen Fernrohren, die ein umgekehrtes Bild des betrachteten Gegenstandes zeigen. Deshalb müssen die Latten Fig. 12 und 13 beim Nivelliren umgekehrt als hier angegeben aufgestellt werden.

„ 122 Z. 20 v. u. Spalte II lies: 1 Klafter Holz = 3,3389 cbm statt: 3,389 cbm.

„ 123 „ 24 v. o. Spalte I lies: 1 Centner = 56,0060 kg.

„ 123 „ 41 v. o. Spalte I lies: 1 Tonne = 160 Stein = 2240 Av. Pfund etc. statt: 1 Tonne = 80 Stein = 2240 Av. Pfund etc.

„ 123 „ 8 v. o. Spalte II lies: 1 Dessätine = 10925 qm = 2400 Quadrat-Saschehn.

„ 123 „ 11 v. o. Spalte II lies: 1 Tschetwerik = 1322,1 par. Kubikzoll = 1601,212 russ. Kubikzoll = 26,2376 l. 1 Tschetwert = 2 Osmini = 4 Pajok = 8 Tschetwerik = 32 Tschetwerka = 64 Garnez = 209,901 l.

„ 123 „ 17 v. o. Spalte II lies: Berkowetz statt: Berkowrz.

„ 123 „ 18 v. o. ist einzuschalten: 1 Tonne = 12 Berkowetz = 1965,66 kg.

„ 123 „ 21 v. o. lies: 1 Faden (Famn) = 3 Ellen (Alnar) = 6 Fuss (Fot) = 72 Zoll (Verktum).

„ 124 „ 2 v. o. unter Schiffslasten lies: 0,3387 statt 0,3367.

„ 124 „ 11 v. o. unter Gewichten pro Flächen lies: 1,0248 statt: 0,0248.

I. Maschinentheile.

A. Nieten und Nietverbindungen.

Wenn die Verbindung von Bauconstructions- oder Maschinen-Elementen eine unlösliche sein soll, d. h. deren Trennung nur wieder durch die Zerstörung eines oder mehrerer der betreffenden Theile erfolgen kann, so finden in den weitaus meisten Fällen die **Nieten** Verwendung. Obwohl in der Praxis Nietverbindungen von Schmiedeisen, Stahl, Kupfer oder auch Gusseisen in Frage kommen, so bildet das Erstere doch allein das Hauptmaterial, in welchem auch meistentheils die Versuche ausgeführt wurden, um experimentell die zweckmässigsten Dimensionen abzuleiten.

Daher hat auch die Praxis fast für alle einfachen Nietverbindungen die zugehörigen Werthe fest vorgezeichnet, so dass in gewöhnlichen Fällen sämmtliche Dimensionen aus den betreffenden Tabellen resp. nach den empirischen Formeln sich bestimmen lassen.

Unter den **Nietverbindungen** kann man unterscheiden: die festen für Träger, Balancier, Gestänge etc., die dichten für Gefässe mit geringem inneren Druck, wie Schiffskörper, Gasometer, Reservoire etc., und schliesslich die zugleich dicht und festen für Dampfkessel.

Die Nieten werden aus weichem Schmiedeisen (Feinkorneisen) oder aus weichem Tiegelstahl hergestellt, sie bestehen aus dem vorher angestauchten Setzkopf, dem Schafte und dem nach dem Einziehen gebildeten Schliesskopf. In den Textfiguren 1—4 sind die gebräuchlichsten Kopfformen abgebildet.

Die Form Fig. 1 **für eine feste Nietnath.** Das Kopfprofil ist aus 3 Kreisbogen zusammengesetzt. Eine breite Kegelfläche bildet den Uebergang vom Schaft zu den Köpfen, wesshalb der Kopfdurchmesser klein ausfallen kann, also an Material ohne auf Kosten der Festigkeit gespart wird.

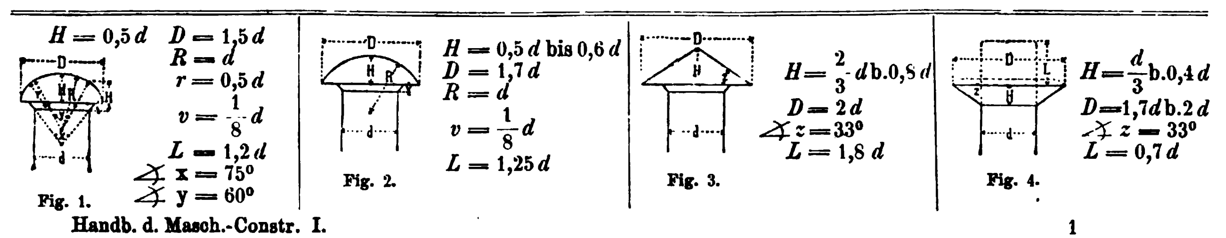
Die Form Fig. 2 **für eine dichte und feste Nietnath.** Das Kopfprofil besteht aus einem Kreisbogen. Es fällt der Kopf am Rande dünner aus, wesshalb sein dichtes Anliegen durch den Schellhammer oder durch Verstemmen leicht erzielt wird.

Der Nietkopf Fig. 3 wird nur durch Handhämmer hergestellt ohne Schell- und Vorhammer, um ein sauberes Aeussere zu erhalten.

Der versenkte Nietkopf Fig. 4 findet bei dichten Gefässen Anwendung, um eine glatte Wandung zu erhalten. Der Kopf kann nach Belieben mehr oder weniger vorstehen.

In allen Fällen ist die Länge l des Nietschaftes zwischen den Köpfen $< 4\,d$ zu nehmen, weil sich sonst die Niete nicht mehr in seiner ganzen Länge anstaucht. Je nach Wahl des Schliesskopfes muss die Niete eine bestimmte Länge $= L$ aus dem Loche vorstehen, damit später der Kopf kein überflüssiges Material zeigt. L ist in der Fig. 4 punktirt angedeutet. Nach Armengaud $L = 1{,}14\,d$, nach Reuleaux $L = 1{,}7\,d$.

Dimensionen der Nieten.



Der **Nietdurchmesser** $= d$ hängt von der gegebenen Materialstärke, Blechdicke $= b$ ab, wird aber auch den oben genannten 3 Fällen gemäss bestimmt. Es ist für eine feste Nietnath $\frac{d}{b} < 2{,}5$; für eine dichte $\frac{d}{b} = 1{,}5$ bis 2; für eine zugleich dichte und feste $\frac{d}{b} = 2$. Bei grossen Blechdicken hat man aber zu achten, dass der Nietdurchmesser 25 mm nicht übersteigt, da die Praxis im Allgemeinen diese Grenze wegen der zunehmenden Beschwerlichkeit der Arbeit vorschreibt.

Nur von der Blechdicke abhängig, lauten nach v. Reiche die empirischen Formeln für alle Fälle:

$d = 3\text{ mm} + \frac{5}{3}b$, wenn $b \gtreqless 10$ mm und $d = 16\text{ mm} + 0{,}4\,b$, wenn $b = 10$ bis 25 mm.

Bei den **Nietverbindungen** bezeichnet:
b = Blechstärke; d = Nietdurchmesser; e = Entfernung von Mitte bis Mitte Niete derselben Reihe; a = Entfernung von Mitte Niete bis Blechrand; c = Entfernung zweier Nietreihen von einander; s = Laschenstärke; $f = \frac{e-d}{e}$ Festigkeitsverhältniss der Nath zum ungeschwächten Blech.

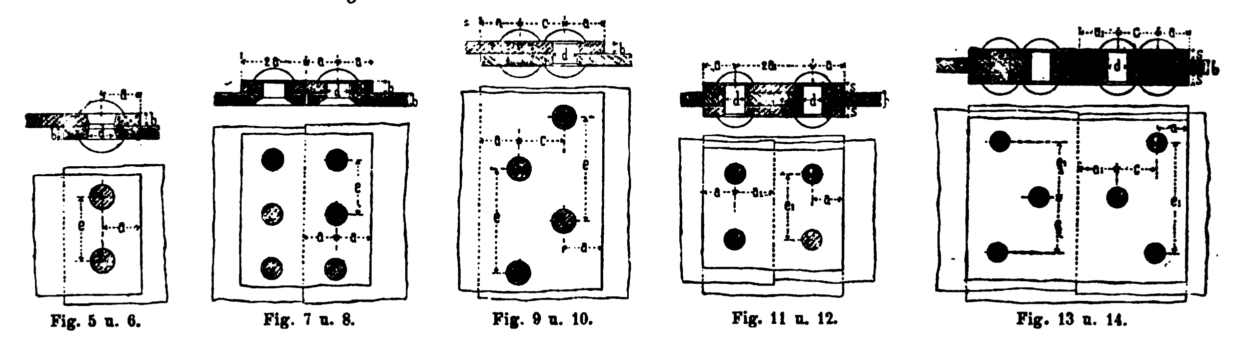


Fig. 5 u. 6. Fig. 7 u. 8. Fig. 9 u. 10. Fig. 11 u. 12. Fig. 13 u. 14.

Die in der folgenden Tabelle gegebenen Verhältnisswerthe für e und a wurden nach den nebenstehenden mathematisch abgeleiteten Formeln ausgerechnet und zwar für einfache resp. doppelte bei ein- (Fig. 5—10) wie zweischnittiger (Fig. 11—14) Nietnath.

Tabelle über die Entfernungen der Nieten unter einander und vom Blechrand.

Beschaffenheit der Nietnath		Fig. 15. dicht				Fig. 16. dicht und fest				Fig. 17. fest			
	Nietdurchmesser / Blechstärke $= \frac{d}{b}$	1		1,5		1,75		2		2,25		2,5	
Einschnittige Nietnath	n = Anzahl d. Nietreihen einer Nath	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
	$\frac{e}{b} = \frac{d}{b} + n\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{b}\right)^2$	1,78	2,57	3,27	5,03	4,16	6,56	5,14	8,28	6,23	10,2	7,41	12,3
Fig. 18. Fig. 19.	$\frac{a}{b} = \frac{1}{2}\frac{d}{b} + \frac{3}{16}\pi\left(\frac{d}{b}\right)^2$ Bed. $a \geqq 1{,}5d$	1,50	1,50	2,05	2,05	2,67	2,67	3,35	3,35	4,02	4,02	4,87	4,87
	Festigkeitsverhältniss $f = \frac{e-d}{e}$.	0,44	0,62	0,54	0,7	0,58	0,73	0,61	0,76	0,64	0,78	0,66	0,8
Zweischnittige oder Kettennath	$\frac{e_1}{b} = \frac{d}{b} + n\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{b}\right)^2$	2,57	4,14	5,03	8,57	6,56	11,4	8,28	14,6	10,2	18,2	12,3	22,1
Fig. 20. Fig. 21.	$\frac{a_1}{b} = \frac{1}{2}\frac{d}{b} + \frac{3}{8}\pi\left(\frac{d}{b}\right)^2$ . . .	1,67	1,67	3,22	3,22	4,38	4,38	5,68	5,68	7,00	7,00	8,56	8,56
$s = \frac{b}{2}$ bis $2 + \frac{b}{2}$	Festigkeitsverhältniss $f = \frac{e_1 - d}{e_1}$.	0,61	0,76	0,7	0,82	0,73	0,85	0,76	0,86	0,78	0,88	0,8	0,89

Aus der Tabelle folgt, dass weitauseinander stehende und dicke Nieten eine festere Verbindung liefern als engstehende dünnere.

Lemaître berechnet bei **Dampfkessel-Nietungen:** $d = 4 + 1{,}5\,b$; $e = 10 + 2\,d = 18 + 3\,b$; $a = 1{,}5\,d = 6 + 2{,}25\,b$; $c = 2\,d$; wobei f zwischen 0,65 und 0,58 fällt. Bei doppelten Nietreihen ist brauchbar $e = 20 + 3\,d = 32 + 4{,}5\,b$.

Die von v. Reiche abgerundeten Formeln lauten für eine einschnittige Nath:

$$d = 3 + \frac{5}{3}\,b;\; e = 4 + \frac{7}{3}\,d;\; a = 3 + \frac{3}{2}\,d; \text{ und } e_1 = 8 + 3{,}66\,d;\; a_1 = 5 + 2{,}2\,d;\; s = \frac{1}{2}\,(2 + 1{,}1\,b)$$

für eine zweischnittige Nath.

Fig. 5 zeigt die **Methode des Lochens der Bleche** nach von Reiche. Dadurch dass der Lochstempel um $^1/_4\,b$ kleiner als der Lochring (Matrize) genommen wird, treten in der Lochwandung keine schädlichen Risse auf. Ferner wird eine künstliche Versenkung vermieden, wenn man die Bleche so aufeinander legt, dass die engsten Stellen der Löcher sich berühren.

Bei mehr als zweireihigen Nietnäthen, welche bei Bauconstructionen vorkommen, rechnet man nach den Fairbairn'schen Formeln, wenn i die Anzahl der bei einem Bruch abzuscheerenden Querschnitte einer Niete und n die Anzahl der Nietreihen bedeutet.

$$\frac{e}{b} = n\,i\,\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{b}\right)^2 + \left(\frac{d}{b}\right) \quad \text{und} \quad \left(a - \frac{d}{2}\right) b = \frac{3}{4}\,\frac{\pi\,d^2}{4}.$$

Oder man bedient sich der graphischen Methode, die von Schwedler angegeben wurde. Man denkt sich eine Nietnath in einzelne Kettenglieder zerschnitten, von denen jedes einen Niet schleifenförmig umgiebt. Die Breite k des Streifens muss so bemessen werden, dass die Zugfestigkeit des Kettengliedes gleich der Scheerfestigkeit des Nietes ist, wobei die Richtung der einzelnen Streifen im allgemeinen beliebig genommen werden kann. Drängt man diese neben- und übereinanderliegenden Kettenglieder möglichst nahe zusammen, so erhält man eine feste Nath mit möglichst wenig Materialaufwand, wobei jedoch zu beachten, dass die Streifen nicht allzu sehr gekrümmt sein dürfen.

Es gilt für einschnittige Nietnath $\frac{k}{b} = \frac{\pi}{8}\left(\frac{d}{b}\right)^2$, für zweischnittige Nietnath $\frac{k}{b} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{b}\right)^2$.

An der Stelle, wo die Breite des Streifens in der Kraftrichtung liegt, wählt man den in der Tabelle berechneten Werth für a. Diese Methode lässt sich selbstverständlich auch auf die einfachen Nietnäthe anwenden, bei denen dann $k = \frac{e - d}{2}$ ist. Bei der doppelten Nietnath wird hiernach zweckmässig die Entfernung $= c$ der beiden Reihen von einander bestimmt, welche dann zwischen den Grenzen $c = 1{,}4\,d$ bis $1{,}7\,d$ liegt. Fig. 22 und 23 zeigen diese Methode an den am häufigsten angewendeten Nietanordnungen von Stabnietungen. Die Entfernung c der einzelnen Nietreihen muss so gross sein, dass die Krümmung nicht zu gebogen ausfällt, ferner hat man darauf zu achten, dass die Nieten zu beiden Seiten der Stabmitte symmetrisch gruppirt werden.

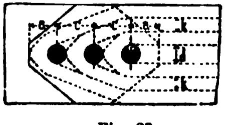


Fig. 22.

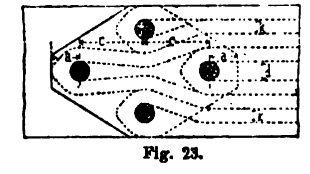


Fig. 23.

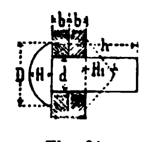


Fig. 24.

Nebenstehende Tabelle, angeblich vom Ingenieur Casalonga in Paris zusammengestellt. Die Bezeichnungen gelten für Fig. 24, e bezeichnet die Niettheilung einer einfachen, e_1 die einer doppelten Nietnath. $P =$ Gewicht von 100 Nieten, $p =$ Gewicht der 2 Köpfe von 100 Nieten. $h = 2b + L$. DH resp. $D_1\,H_1$ Durchmesser und Höhe des Setz- resp. Schliesskopfes. (Dieselbe Tabelle giebt Reuleaux' Constructeur.)

Dimensionen, Theilung und Gewichte der Nieten.

b	d	H	D	H_1	D_1	h	e	e_1	P in kg	p in kg
3	8,5	5	15	7	17	13	27	45	1,28	0,81
4	10	6	18	8	20	22	30	50	2,25	1,43
5	11,5	7	21	9	23	27	33	55	3,52	2,11
6	13	8	23	10	26	31	36	59	5,16	3,03
7	14,5	9	26	12	29	35	39	64	7,27	4,41
8	16	10	29	13	32	38	42	68	9,92	6,04
9	17,5	11	32	14	35	42	46	73	13,08	7,84
10	19	11	34	15	38	47	48	77	16,88	9,87
11	20,5	12	37	16	41	51	51	82	21,34	13,22
12	22	13	40	18	44	55	54	86	26,52	15,12
13	23,5	14	42	19	47	59	57	91	32,50	18,22
14	25	15	45	20	50	64	60	95	39,23	22,98
15	26,5	16	48	21	53	68	63	100	47,00	27,25
16	28	17	50	22	56	72	66	104	55,63	32,57
17	29,5	18	53	24	59	76	69	109	65,29	37,40
18	31	19	55	25	62	80	72	113	75,91	42,59

Die nachstehende, von Fairbairn zusammengestellte Tabelle wird vielfach benutzt; dieselbe ist aus dem englischen Maass in mm umgerechnet, wesshalb die unrunden Werthe.

Tabelle über Dampfkessel-Vernietungen nach Fairbairn.

Blechstärke $= b$	Nietdurchmesser $= d$	$\frac{d}{b}$	Schaftlänge $= h$	Theilung $= e$	Ueberlappung einfache $= 2a$	Ueberlappung doppelte $= 2a + c$	Kopfhöhe $= H$
4,7 (3/16″)	9,4	2	22	32—38	32	52	12,5
6,3 (1/4″)	12,6	2	28	38—44	38	64	15,8
7,9 (5/16″)	15,8	2	35	41—47	47	80	18,9
9,4 (3/8″)	18,8	2	41	47—57	57	86	22,1
12.5 (1/2″)	20,5	1,5	57	54—60	60	95	32
14.2 (9/16″)	22,1	1,5	64	57—64	64	105	35
15,8 (5/8″)	23,7	1.5	70	64—70	70	117	38
17,4 (11/16″)	25,4	1,5	76	70—76	76	127	41
18,9 (3/4″)	28,5	1,5	82	76—82	82	150	44

Schiffsvernietung nach Lloyd. Die Nieten dürfen nicht näher an die Kante von Platten, Laschen oder Winkeleisen gesetzt werden, als das Maass ihres Durchmessers beträgt und nicht weiter von einander als das Vierfache ihres Durchmessers, noch näher als das Dreifache ihres Durchmessers. Die Ueberlappungen der Platten bei doppelter Nietreihe dürfen nicht schmaler als 5,5 mal dem Nietdurchmesser, während bei einfacher Nietreihe dieselbe nicht geringer als 2,35 mal dem Nietdurchmesser sein darf.

Lloyd's Tabelle für Schiffsvernietung.

Dicke der Bleche in mm	7,9	9,4	11,0	12,5	14,2	15,8	17,4	18,9	20,5	22,1	23,7	25,4
Nietdurchmesser . . .		15,8			18,9			22,1			25,4	

Beim Kiel und Steven erhalten die Nieten einen 6,3 mm. grösseren Durchmesser.

Liverpooler Tabelle für Schiffsvernietung.

	7,9	9,4	11,0	12,5	14,2	15,8	17,4	18,9	20,5	22,1	23,7	25,4
Blechstärke	7,9	9,4	11,0	12,5	14,2	15,8	17,4	18,9	20,5	22,1	23,7	25,4
Nietdurchmesser	12,5	15,8	15,8	18,9	18,9	20,5	22.1	22,1	23,7	25,4	26,9	28,5
Breite der Ueberlappung, einfache Nietreihe	44	57	57	70	—	—	—	—	—	—	—	—
Breite der Ueberlappung, doppelte Nietreihe	76	95	95	114	114	124	133	133	143	153	162	172
Breite der Lasche, einfache Nietreihe . . .	184	203	203	254	254	273	292	292	310	329	349	368
Breite der Lasche, doppelte Nietreihe . . .	229	292	292	343	343	382	406	406	432	457	483	509

Tabelle von gleichschenkligen Winkeleisen.

s = Schenkellänge in mm; h = mittlere Schenkeldicke in mm; G angenähertes Gewicht in kg pro laufd. Meter
Die Doppelwerthe unter h und G bestimmen 2 Winkeleisen von gleicher Schenkellänge.

Phönix, Laar bei Ruhrort.																						
s	13	20	26	33	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	120	130
h	2,75	2,75	3,5 4,5	3,5 5,5	4,5 7	4,5 7	4,5 6,5	5 7	6 9	6 8,75	6,5 8.75	7 9	8 10	8 10	10 13	10 13	10 13	10 13	10 15	10 13	10 14	13 15
G	0,5	0,9	1,2 1,6	1,7 2,6	2,3 3,5	2,8 3,9	3,2 4,3	3,7 5.1	4,9 7,1	5,4 7,6	8,2 8,5	7,3 9,3	8,9 11	9,5 11,7	12,5 16	13,3 16,9	14 18	14,9 19	15,6 23	16,5 21	18 24,7	25 28,7

Lothringer Eisenwerke Ars a. d. Mosel.																						
s	23	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	120	130	140	140	160	160
h	3,5	4	4,5 6	4,5 6	5 6,5	5,5 7,5	6 8	7 9	8 11	8,5 11,5	9 12	9,5 12	9 12	10,5 13,5	10,5 13,5	11 14	11 14	16 18	13,5	16,5	13	16
G	1,2	1,4	2 2,6	2,3 3,1	2,9 3,7	3,5 4,9	4,3 5,7	5,7 7,2	7 9	8 10,3	9,2 12	10,2 13	11 14	13 16	13,5 17,7	16,5 20,5	19,6 24,5	30 33,5	28	34	31	37

Dortmunder Union.																						
s	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	120	130
h	2,5 4	2,5 4	3 4,5	3 5,5	3,5 5,5	4 6	4,5 6,5	5 7	6 9	6 9	6,5 10	7 10	7 13	8 13	8 14	9 15	12 15	13 16	13 16	12 16	13 18	14
G	0,5 0,8	0,75 1,1	1,1 1,6	1,5 2,5	1,8 2,8	2,4 3,5	3 4	3,7 5,1	4,9 7,1	5,3 7,8	6,3 9,4	7,3 10,2	7,9 13,7	9,6 14,8	10,3 16,8	12,0 19,0	16,6 20,5	19 23	20 24,5	20 26	23 31	27

Gute-Hoffnungs-Hütte Oberhausen.																						
s	26	32	39	46	52	60	65	72	80	85	92	95	105	110	118	131	140	140	150	150	157	157
h	3,25 6,5	4,3 8	5 9,7	6 11,5	6 13	6,5 13	6,5 14,5	8 16	8 16	10 16	10 16	10 20	10 20	13 20	11 20	11 20	12	18	14	21	16	23
G	1,3 2,4	2,1 3,7	2,9 5,2	4,0 8,0	4,4 9,5	6,0 12	6,4 14,3	8,7 17,5	9,5 19,0	12,3 19,9	13,4 21,5	13,9 27	18,3 30,3	21,5 31,9	20 33	22,3 38,2	24,5	36	32	47	38	52

Aachener Hütten-Verein, Rothe Erde.									
s	16,5	19,5	23	26	32,5	39	46	52,5	59
h	3	3 5	3 5	3 5	3 6,5	4,5 6,5	5 7	5 8	6,5 10
G	0,7	0,8 1,3	1,0 1,6	1,15 1,83	1,45 3,0	2,5 3,6	3,4 4,64	3,9 6,0	5,6 8,4

Völklinger Eisenhütte, Saarbrücken.										
s	45	50	60	65	70	75	80	88	90	100
h	6	7	8	6 9	9	9 11	10	9	11	12
G	3,9	5	7	5,7 8,5	9,2	9,8 11,9	11,7	11,6	14,5	17

Tabelle von ungleichschenkligen Winkeleisen.

s = Schenkellänge in mm; *h* = Schenkeldicke in mm; *G* Gewicht in kg pro laufd. Meter.

Phönix, Laar bei Ruhrort.	*s*	46 33	65 50	70 50	80 50	90 65	90 65	105 65	100 75	114 76	114 76	92 79	92 79	104 79	102 89	120 80	120 80	130 80	130 90	120 100	150 105	180 120	183 105
	h	5	8	6	8	8	12	8	10	9	12	10	13	10	10	10	15	10	13	15	13	17	13
	G	3	6,7	5,4	7,7	9,2	13,3	10,2	12,8	12,7	16,7	12,7	16,2	13,5	14,2	14,8	21,7	16,6	21,0	24	24,5	36,5	27,9
Lothringer Eisenwerke, Ars a d M.	*s*	20 15,5	20 13,5	25 16	30 17	34 26,5	34 26,5	35 19,5	45 20	45 30	45 30	50 35	50 40	55 35	55 35	60 40	60 45	60 50	63 50	65 45	70 60	80 45	80 60
	h	2,5	4	3	4	5	7	4,5	5	4,5	6	5	5,5	5,5	7	4.7	6	5,5	6	6,5	7,5	7,5	10
	G	0,6	0,9	0,8	1,3	2,1	3	1.7	2,3	2.6	3,2	3,1	3,6	3,6	4,5	3,5	3,9	4,5	5	5,2	7,2	7,0	10,5
Dortmunder Union.	*s*	40 25	40 25	50 40	50 40	65 45	65 45	80 50	80 50	80 65	80 65	100 75	100 75	105 65	105 65	105 80	105 80	130 90	130 90	155 80	155 80	145 105	157 105
	h	3	4,5	5	7	5	7	6	8	6	8	9	12	7	9	10	13	10	13	10	13	16	13
	G	1,5	2,2	3,5	4,6	4,2	5,7	6,0	7,7	6,5	8,6	11,7	15	9	11,4	13,7	17,5	16,5	21	17,5	22,5	25	24,5
Gute-Hoffnungs-Hütte, Oberhausen.	*s*	39 26	52 39	65 39	72 46	79 52	105 79	131 79	131 105	157 79	Völklinger Eisenhütte, Saarbrücken.					88 125	88 250	88 225	75 100	88 110	88 170	75 88	75 65
	h	3,25 6,5	5 10	5 11,5	6 13	6,5 13	8 14,5	10 16	10 20	12 16						11	11	11	10	11	12	11	9
	G	1,6 3,2	3,6 6,7	4,1 8,7	4,8 10,7	6,4 12,7	11,1 19,9	15,5 25,5	17,5 33,5	21 28						17,2	27,9	25,8	12,8	16	23	13	9,15

Gewichtstabelle von Eisenblechen.

Das Gewicht *G* in kg pro qm Eisenblech von der Dicke *b* in mm.

b	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	25
G	77,8	15,5	23,3	31,1	38,9	46,6	54,4	62,2	70,0	77,8	85,5	93,3	101,1	108,9	116,7	124,4	132,2	140,0	147,8	155,6	171,1	194,5

Um die verschiedensten Formen von Nietverbindungen zu ermöglichen, werden **Façoneisen** und zwar am häufigsten das **Winkeleisen** verwendet. Es giebt die verschiedenartigsten Winkeleisenprofile, die je nach den gegebenen Verhältnissen benutzt werden. Die gebräuchlichste Form mit gleich langen sich verjüngenden Schenkeln ist aus Fig. 25 ersichtlich. Man wählt die geringste oder auch die mittlere Stärke *h* des Winkeleisens gleich der Stärke *b* der mit demselben zu verbindenden Platte, und die innere Schenkellänge gleich der Breite einer einfachen Nietnath. Auf den beiden Schenkeln kommen die Nieten einander gegenüber versetzt zu stehen, damit das Einziehen der Nieten keine Schwierigkeiten bereitet. Ferner finden T-I-U-Eisen Verwendung, da dieselben, bei leichter Herstellung durch Walzen, die günstigsten Querschnitte besitzen, um einer Beanspruchung auf Biegung oder Zerknicken vortheilhaft zu widerstehen.

Fig. 25.

Bei **Brückenconstructionen** werden häufig grössere Dimensionen von I-Eisen nöthig, wesshalb man diese Querschnittsform aus Blechen und Winkeleisen zusammensetzt. Eine solche Verbindung zeigen die Fig. 26—29.

Diese **Blechträger** bestehen aus zwei Gurtungen, die durch eine verticale Wand, den Steg, mit einander verbunden sind.

Die **Gurtungen** werden von den aussenliegender Schenkeln des Winkeleisens gebildet, auf welche noch zur Vergrösserung des Widerstandes Deckplatten genietet werden. Die Anordnung der Nieten ist durch die Bezeichnungsweise in der Fig. 27—28 ersichtlich. Bestehen wegen der Länge des Trägers die Deckplatten aus mehreren Stücken, so lässt man dieselben stumpf gegen einander stossen und verbindet sie durch eine darübergelegte Lasche. Sind mehrere Lagen von Deckplatten vorhanden, so ordnet man diese Fugen treppenförmig gegeneinander an und legt schliesslich eine Lasche darüber, die alle Stossfugen überdeckt. Bei Trägern ist die Niettheilung $e = 10\,b$. Man verwendet gewöhnlich Winkeleisen von 60 bis 100 mm Schenkellänge und 8 bis 14 mm Dicke. Ihre Länge beträgt 7,5 bis 9,5 m. Die Gurtungsbleche nimmt man zweckmässig 6 bis 15 mm stark. Die Verbindung zweier Winkeleisen wird durch eine für diesen Zweck gewalzte Winkellasche hergestellt. Dieselbe muss so lang sein, dass sie auf jeder Seite des Stosses mit dem entsprechenden Winkeleisen durch

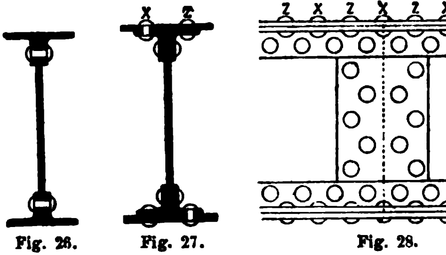


Fig. 26. Fig. 27. Fig. 28.

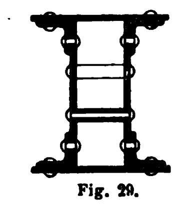


Fig. 29.

3 Nieten verbunden werden kann. Die einzelnen Blechlängen, die den Träger bilden, werden an ihren Enden durch Nieten und doppelte Laschen verbunden. Die Summe der Querschnitte der beiden Laschen muss gleich dem Querschnitte des Bleches sein.

Um den Blechträgern bei geringer Höhe eine grosse Tragfähigkeit zu geben, ohne die Deckplatten verstärken zu müssen, wendet man zwei Blechwände an und erhält dann den **Kastenträger** (Fig. 29). Wegen des kleinen inneren Raumes können nur an den äusseren Seiten Winkeleisen angebracht werden; dafür werden aber häufig die beiden Wände durch Stehbolzen (lange Nieten mit Blechhülse) gegen einander abgesteift.

Fig. 30. Fig. 32.

Fig. 31. Schnitt der Figur 30 nach A—A.

Fig. 33. Schnitt der Figur 32 nach A—A.

Die Ecken an **Gefässen** mit geringem innerlichen Druck werden meistens durch Winkeleisen hergestellt, wie die Fig. 30—35 veranschaulichen. Aus dem Schenkel des Winkeleisens (Fig. 30—31), welcher mit dem Boden vernietet wird, muss ein dreieckiges Stück herausgehauen werden; nach der Biegung werden die Ränder wieder zusammengeschweisst. Bei der Ecke (Fig. 32—33) geht das Grundwinkeleisen aussen herum, dort ist der Schenkel durchgehauen worden, wobei die nach der Biegung entstandene Lücke durch eine eingeschweisste kleine Platte ausgefüllt wurde. Man kann auch bei der ersten Art das verticale Winkeleisen durch den umgebörtelten Flansch des einen Bleches ersetzen oder schliesslich noch das Grundwinkeleisen fortlassen und auch die Bodenplatte umbörteln; selbstverständlich erhält dann das Gefäss stark abgerundete Ecken (Fig. 34—35). Die Nietnäthe werden, bei Benutzung von dünnen Blechen, durch zwischengelegte Leinwand oder Bindfaden mit Mennige gedichtet.

In den Dimensionen der Blechdicke und Nietung der **Gasbehälter (Gasometer)** findet man geringe Abweichungen unter einander. Erprobte Ausführungen besitzen kalt eingezogene Nieten von 7 bis 7,5 mm Durchmesser und 25 mm Abstand bei 13 mm Randbreite.

Fig. 34. Fig. 35.

Bei den cylindrischen Wandungen der **Dampfkessel** werden gewöhnlich die Längsfugen doppelt vernietet, die Querfugen, also die Verbindung der einzelnen Schüsse, dagegen nur einfach. Hierbei ist zu beachten, dass die Flamme im ersten und zweiten Feuerzuge nicht gegen die Nath stossen darf, weil sonst der Blechrand stark angegriffen wird. Die Schüsse der Feuerungsrohre werden durch ihre umgebörtelten Flansche miteinander verbunden und zwar wird zum Verstemmen noch ein flacher Ring (Fig. 36) zwischengelegt, dessen lichter Durchmesser 40—50 mm grösser als der des Rohres ist. Das Verstemmen mittelst eines breiten Stemmeisens wird, wie für alle Dampfkesselfugen, dann ausserhalb vorgenommen. Die zu verstemmenden Blechränder erhalten eine Abschrägung von 1 zu 3, was meistens durch Meissel und Feile oder bei solider Ausführung auf der Hobelmaschine erfolgt.

Fig. 36.

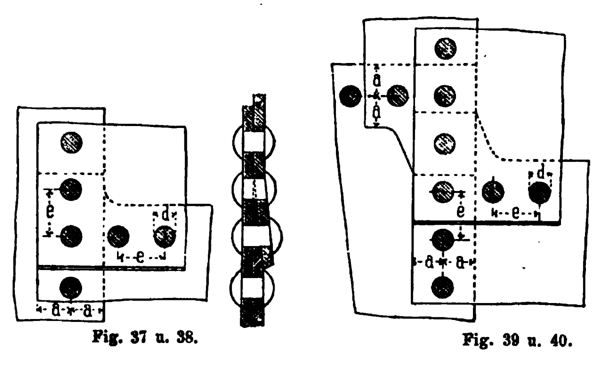


Fig. 37 u. 38. Fig. 39 u. 40.

Fig. 37—40 zeigen die **Verbindung von vier Blechtafeln**, die sowohl bei einem Rohr, als auch einer geraden Wand in Anwendung kommen. Man kann die Fugen so stark gegeneinander versetzt anordnen, dass nur drei Platten übereinander (Fig. 37 bis 38) oder dieselben nur um 2 Nieten versetzen, so dass vier Platten übereinander zur Vernietung kommen (Fig. 39—40). Im ersteren Falle muss eine, im anderen Falle zwei Plattenecken ausgeschweisst werden. Ein längeres **Rohr** aus Blech besteht aus mehreren Schüssen. Jeder Schuss wird bei einem Röhrendurchmesser von unter 1,2 m von einer Blechtafel gebildet, dieselbe ordnet man bei hohem Druck so an, dass die Faserrichtung senkrecht zur Rohrachse fällt. Für grössere Durchmesser nimmt man 2 Bleche, wobei die Längennäthe der einzelnen Schüsse gewöhnlich um 90° versetzt werden. Die Böden der Rohre kann man aus einzelnen, gewöhnlich 5, Blechstücken in Form einer Halbkugel herstellen. Bei geringem Rohrdurchmesser wölbt

man eine einzige Platte nach einem Radius gleich dem Durchmesser des Rohres. Die **Verbindung dieser Kopfplatten sowie des Dampfdomes** mit der cylindrischen Kesselwandung wird meistens und zweckmässig bei hohen Spannungen durch Umbörtelung dieser Bleche hergestellt, ohne Verwendung von Winkeleisen, wie es an den Fig. 34 und 35 ersichtlich ist.

Grosse, ebene Blechwände, wie sie an viereckigen Bassins, Schiffskesseln, Trägern, Pontons etc. vorkommen, welche sich wegen starker Belastung leicht deformiren, ausbauchen würden, müssen je nach der Grösse des Druckes in gewissen Entfernungen abgesteift werden. Bei Kesselwandungen verwendet man zweckmässig das T-Eisen. Dasselbe wird bei zwei sich gegenüberliegenden Wänden einander gegenüberstehend angeordnet, sodass zugleich die Stege des T-Eisens als Angriffspunkte der Verankerungsstangen dienen. Zur Versteifung des verticalen Bleches eines Trägers bei 6 bis 10 mm Blechdicke, nietet man in Abständen von 1,25 bis 1,5 m zu beiden Seiten verticale Winkeleisen daran fest. Soll eine verticale Wand besonders fest construirt werden, z. B. die eines **Balanciers**, so wählt man 2 Blechschichten, deren gehobelte Fugen unter 45° gegeneinander stehen.

Die grösste, zu gewöhnlichen Preisen im Handel vorkommende Blechlänge beträgt 3 bis 4,75 m, die grösste Blechbreite pflegt 1,5 m zu sein. Im Hochbau wechselt die Blechstärke zwischen 5 und 18 mm, gewöhnlich genügen 8 bis 10 mm. Ebenfalls darf man bei Dampfkesseln und Dampfleitungsröhren Bleche unter 5 mm Dicke nicht verwenden.

Die absolute **Zug-Festigkeit** guter Bleche ist in der Richtung der Fasern im Mittel 35 kg pro qmm, und rechtwinkelig gegen die Faserrichtung 28 kg pro qmm. Nach Vorschrift der engl. Admiralität müssen Bleche dieser Qualität von 25 mm Dicke und darunter bei heisser Schmiedeprobe sich ohne Bruch bis zu einem Winkel von 125° in der Richtung der Fasern und rechtwinkelig gegen die Faserrichtung bis zu 90° biegen lassen. Bei kalter Probe muss ein Biegen ohne Bruch bis zu den in der folgenden Tabelle angegebenen Winkeln erfolgen. Die rechtwinkelige Kante, um welche die Bleche gebogen werden, ist nach einem Radius von 13 mm abgerundet.

Tabelle der Biegungsproben von Blechen guter Qualität.

In der Richtung der Fasern	Blechdicke in mm	25,4 bis 23,8	22,2 bis 20,6	19 bis 17,4	15,8 bis 12,7	11,1 bis 9,5	7,9 bis 6,3	4,7 u. darunter
	Winkel	15°	20°	25°	35°	50°	70°	90°

Rechtwinklig gegen die Faserrichtg.	Blechdicke in mm	25,4 bis 20,6	19 bis 17,4	15,8 bis 12,7	11,1 bis 9,5	7,9 bis 6,3	4,7 u. darunter
	Winkel	5°	10°	15°	20°	30°	40°

Herstellungskosten der Nieten.

Eisenwerke liefern Kessel und Brückennieten ab Werk:

Nietdurchmesser in mm	6,5	8	10	11,5	13	14,5	16	18	20	23	26	29	33
Preis Mark pro 100 kg	65	51	40	36	32	26	25	25	24,5	24	23	23	23

Bezeichnet d den Nietdurchmesser in mm, so kosten nach von Reiche:

100 Stück Nieten von Hand zu schmieden: ₰ $= 5 + 3{,}4\,d$.

100 Stück Nieten einziehen kostet: ₰ $= 16\,d$ bis $100 + 16\,d$.

100 qcm Schnittfläche (Länge l der Nath in m und Bleckdicke b in mm) zu verstemmen kosten: ₰ $= 4\,b\,l$ bis $5\,b\,l$.

B. Schrauben und Schraubenverbindungen.

Die vielfachste Verwendung finden die **Schrauben** zur Herstellung lösbarer Verbindungen; in untergeordneterem Maasse als Pressschrauben und zur Uebertragung von Bewegungen.

Nach der Querschnittsform des Gewindes unterscheidet man dieselben in Schrauben mit scharfem Gewinde, d. s. solche, bei denen die erzeugende Fläche des Schraubengewindes ein gleichschenkliges oder gleichseitiges Dreieck ist, oder in solche mit flachem Gewinde, welche rechteckigen oder quadratischen Gewindequerschnitt aufweisen.

Der Cylinder, um welchen das Gewinde läuft, heisst der Schraubenkern; unter Gewindetiefe versteht man den Abstand der äussersten Punkte des Gewindes vom Kernumfang und unter Steigung die Länge, um welche bei einem vollen Umgang das Gewinde in der Längsrichtung fortschreitet.

1. Befestigungsschrauben.

Für die **Befestigungsschrauben** verwendet man fast durchgehends das scharfgängige Gewinde; flachgängiges oder trapezförmiges Gewinde zeigen meist die Druck- und Bewegungsschrauben und rundes Gewinde findet sich nur bei messingenen und bronzenen Schrauben.

Scharfe Kanten des Gewindes sind unzuträglich; die scharf ausspringenden würden dem leichten Umbiegen ausgesetzt sein, die scharf einspringenden das Abreissen befördern. Man rundet oder kantet deshalb allgemein das Gewinde nach aussen und innen ab.

a. Scharfgängige Schrauben nach Whitworth's System.

Am gebräuchlichsten für die Herstellung der Befestigungsschrauben ist das **Whitworth'sche Gewinde-System** (seit 1841). Da dieses System, auf englisches Maass bezogen, mit dem Metermaass schlecht in Einklang zu bringen ist, muss man sich bei Zugrundelegen dieses letzteren Maasses mit Näherungswerthen begnügen.

Formeln für Schrauben nach dem Whitworth-System.

Bezeichnet

- d den äusseren Durchmesser der Schraube,
- d_1 den Kerndurchmesser derselben,
- t die wirkliche Gangtiefe des Gewindes,
- t_0 die theoretische desselben,
- s die Ganghöhe und Steigung des Gewindes,
- n die Anzahl der Gewindegänge auf der Bolzenlänge von einem Zoll engl.,
- n_1 die Anzahl der Gewinde, die sich auf einer Länge der Schraube befinden, die gleich dem Schraubendurchmesser ist,
- P den in der Achsrichtung wirksamen Druck; ferner
- D_k den Durchmesser des runden Kopfes oder den Durchmesser des dem sechseckigen oder quadratischen Schraubenkopfe einbeschriebenen Kreises,
- H_k die Höhe des Schraubenkopfes,
- D den Durchmesser des dem Muttersechseck einbeschriebenen Kreises,
- D_1 den Durchmesser des dem Muttersechseck umschriebenen Kreises,
- H die Höhe der Mutter,
- U den Durchmesser der Unterlegscheibe,
- u die Dicke derselben,

so ergeben sich folgende Verhältnisse und (unter Voraussetzung des Metermaasses) Abmessungen für die Schraube:

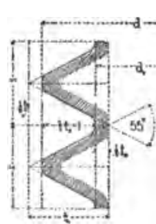


Fig. 41.

$$t = {}^2/_3\, t_0 = 0{,}64\, s = 0{,}64 \cdot \frac{1}{n};$$
$$t_0 = 0{,}96\, s;$$
$$d_1 = d - 1{,}28\, s = d - \frac{1{,}28}{n} \quad \text{und umgekehrt}$$
$$d = d_1 + 1{,}28\, s = d_1 + \frac{1{,}28}{n};$$

$$D = 5 + 1{,}4\, d \text{ in mm};$$
$$D_1 = 1{,}155\, D;$$
$$H = d;$$
$$D_k = D = 5 + 1{,}4\, d;$$
$$H_k = 0{,}7\, d;$$
$$U = 1{,}3\, D;$$
$$u = 0{,}1\, D.$$

Der Bolzendurchmesser wird sehr häufig nach dem Gefühl bestimmt; ist aber die Kraft P zu ermitteln, so nehme man den Kerndurchmesser (nach Morin)



$$d_1 = 0{,}67\, \sqrt{P}, \qquad P = 2{,}2\, d_1^2.$$

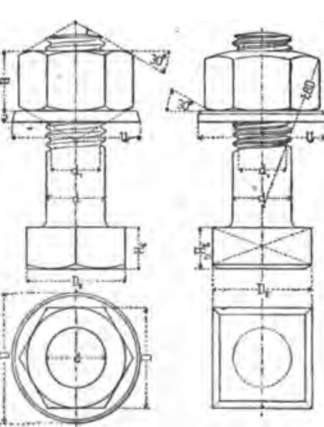


Fig. 42—43. Fig. 44—45.

Die Gewindequerschnitte bilden gleichschenklige Dreiecke mit der Grundlinie s und der Höhe t_0. Der Spitzenwinkel dieser Dreiecke beträgt 55°; die Spitzen sowohl als der Grund der Gewinde sind um $^1/_6\, t_0$ abgerundet. Ihre Construction und Aufzeichnung siehe Fig. 41.

Einen Unterschied zu machen hinsichtlich der Abmessungen von bearbeiteten und unbearbeiteten Muttern und Unterlegscheiben ist nicht empfehlenswerth.

Der Uebereinstimmung halber werden Mutter und Schraubenkopf zuweilen von gleicher Höhe (H) gemacht. Häufig zu lösende Muttern erhalten die Höhe $1\,^1/_4\, d$.

Kopf und Bolzen dürfen nicht scharfkantig zusammenstossen, sondern müssen mit einer Ausrundung ineinander übergehen.

Die obere Fläche der **Mutter** wird abgestumpft, entweder nach einem Kegel vom Basisdurchmesser D_1 und dem Basiswinkel 30° (Fig. 42—43) oder nach einer Kugel vom Halbmesser $1{,}6\, D$ (Fig. 44—45); die untere Fläche ist nur wenig abzukanten oder nach dem erwähnten Kegel abzuschrägen.

Der Kopf erhält je nach Bedürfniss die Form eines Prismas mit seckseckigem oder quadratischem Querschnitt, öfters cylindrische oder halbkugelförmige Gestalt.

Die **Unterlegscheibe** wird oben abgerundet, abgeschrägt oder mit einer Hohlkehle verziert.

Schraubentabelle nach Whitworth.

Nr.	Durchmesser der Schraube in engl. Zollen	Durchmesser der Schraube in mm	Anzahl der Gewindegänge auf 1 Zoll engl.	Anzahl der Gewindegänge auf den Dm.	Kerndurchmesser in engl. Zoll	Kerndurchmesser in mm	Zulässige Belastung in kg	Höhe der Mutter und Durchmesser d. Bolzens im mm abgerundet	Durchmesser der Mutter oder des dem Kopfe einbeschriebenen Kreises	Durchmesser des der Mutter umschriebenen Kreises	Höhe des Kopfes 0,7 d	Durchmesser der Unterlegscheibe	Dicke der Unterlegscheibe	Gewicht von 100 mm Bolzenlänge in kg	Gewicht des quadrat. Kopfes in kg	Gewicht der Mutter incl. darin befindl. Bolzens in kg	Gewicht der Unterlegscheibe incl. darin befindlichen Bolzens in kg
	d_e	d	n	n_1	d_1	d_1	P	$H = d = d_1 + 1{,}28s$	$D = D_k = 5 + 1{,}4d$	$D_1 = 1{,}155D$	$H_k = 0{,}7d$	$U = 1{,}3D$	$u = 0{,}1D$	G_b	$G\square$	G_m	G_u
1	1/4	6,35	20	5	0,18	4,72	48	7	15	17,5	5	20	1,5	0,030	0,008	0,010	0,004
2	5/16	7,94	18	5 5/8	0,24	6,09	81	8	16	18,5	6	21	1,5	0,039	0,012	0,014	0,004
3	3/8	9,52	16	6	0,29	7,36	118	10	19	22	7	25	2	0,061	0,020	0,024	0,007
4	7/16	11,11	14	6 1/8	0,34	8,64	164	12	22	25,5	8	29	2	0,088	0,030	0,039	0,010
5	1/2	12,70	12	6	0,39	9,91	215	13	24	28	9	32	2,5	0,103	0,040	0,050	0,015
6	5/8	15,87	11	6 7/8	0,51	12,92	470	16	27	31	11	35	3	0,156	0,062	0,078	0,022
7	3/4	19,05	10	7 1/2	0,62	15,74	542	20	33	38	14	43	4	0,244	0,118	0,147	0,044
8	7/8	22,22	9	7 7/8	0,73	18,54	752	23	38	44	16	50	4	0,323	0,180	0,224	0,060
9	1	25,40	8	8	0,84	21,33	998	26	42	48,5	18	55	4	0,413	0,247	0,309	0,073
10	1 1/8	28,57	7	7 7/8	0,94	23,87	1250	29	45	52	20	58	4	0,514	0,315	0,396	0,081
11	1 1/4	31,75	7	8 3/4	1,06	26,92	1590	32	50	58	22	65	5	0,625	0,428	0,539	0,124
12	1 3/8	34,92	6	8 1/4	1,16	29,46	1900	35	54	62,5	24	70	5	0,748	0,544	0,738	0,148
13	1 1/2	38,10	6	9	1,29	32,68	2350	39	60	69,5	27	78	6	0,931	0,756	0,947	0,222
14	1 5/8	41,27	5	8 1/8	1,37	35,28	2740	42	64	74	29	84	6	1,077	0,956	1,160	0,258
15	1 3/4	44,45	5	8 3/4	1,49	37,84	3140	45	68	78,5	32	88	7	1,237	1,151	1,341	0,328
16	1 7/8	47,62	4 1/2	8 7/16	1,59	40,38	3590	48	72	83	34	93	7	1,407	1,371	1,678	0,364
17	2	50,82	4 1/2	9	1,71	43,43	4140	51	76	88	36	98	8	1,589	1,617	1,987	0,460
18	2 1/4	57,15	4	9	1,93	49,02	5280	58	85	97,5	40	110	9	2,054	2,301	2,893	0,666
19	2 1/2	63,50	4	10	2,18	55,37	6750	64	94	109	45	121	9	2,502	3,100	3,896	0,825
20	2 3/4	69,85	3 1/2	9 5/8	2,38	60,45	8030	70	103	119	49	134	10	2,993	4,075	5,025	1,099
21	3	76,20	3 1/2	10 1/2	2,63	66,80	9820	77	112	130	54	145	12	3,621	5,325	7,667	1,323

Mängel des Whitworth'schen Schraubensystems. Die erwähnte schlechte Uebereinstimmung der sich ergebenden Dimensionen mit dem Metermaass; die Werthe der Scala von 3″ aufwärts haben für die Praxis keinen Werth mehr. Uebrigens ist aber das Verhältniss der Ganghöhen zu den Durchmessern und die Form der Gewinde den practischen Bedürfnissen sehr glücklich angepasst.

Für die bronzenen und messingenen Schrauben wählt man oft das runde Gewinde, bei welchem Ganghöhe s und Gewindetiefe t nach den Formeln

$$s = 1 + 0{,}08\,d \text{ und } t = 0{,}64\,s$$

zu bestimmen sind.

b. Scharfgängige Schrauben nach Sellers' System.

Für das **Schraubensystem von Sellers** (Fig. 46), welches gegen das Whitworth'sche einige wesentliche Vorzüge besitzt und in Amerika sich einer grossen Benutzung erfreut, gelten bei Zugrundelegen der früheren Bezeichnungen und, wenn die Maasse in engl. Zollen verstanden werden, folgende Formeln:

$$s = 0{,}24\sqrt{d + 0{,}625} - 0{,}175. \quad d_1 = d - 1{,}3\,s = d - 0{,}312\sqrt{d + 0{,}625} + 0{,}227.$$

$$t_0 = 0{,}866\,s; \; t = {}^3/_4 t_0 = 0{,}65\,s. \quad D = 0{,}125 + 1{,}5\,d.$$

Für Metermaass ermitteln sich die gleichen Werthe folgendermassen:

$$s = 1{,}208\sqrt{d + 16} - 4{,}43; \quad d_1 = d - 1{,}57\sqrt{d + 16} + 5{,}75; \quad D = 3{,}17 + 1{,}5\,d.$$

Das Gewinde ist im Querschnitt ein gleichseitiges Dreieck; es wird innen und aussen um 1/8 der Dreieckshöhe t_0 geradlinig abgestumpft.

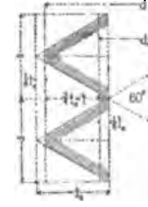


Fig. 46.

Folgende Zusammenstellung giebt die Verhältnisse der gebräuchlichen Bolzendurchmesser und der zugehörigen Anzahl der Gänge auf 1″ engl.

Schraubentabelle nach Sellers.

Durchmesser des Bolzens	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 7/8
Zahl der Gänge pro engl. Zoll	20	18	16	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6	6	5 1/2	5	5
Durchmesser des Bolzens	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/2	3 3/4	4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6
Zahl der Gänge pro engl. Zoll	4 1/2	4 1/2	4	4	3 1/2	3 1/2	3 1/4	3	3	2 7/8	2 3/4	2 5/8	2 1/2	2 1/2	2 3/8	2 3/8	2 1/4

c. Flachgängige Schrauben nach Armengaud.

Für die selteneren Fälle der Anwendung **flachgängiger Schrauben** geben wir die Berechnungsformeln und Tabellen nach Armengaud.

Ist d der äussere Bolzendurchmesser, d_1 der Kerndurchmesser, s die Ganghöhe, t die Tiefe des Ganges, h die Mutterhöhe, P der zulässige Zug, so nehme man

$$s = 2 + 0{,}09\,d \text{ in mm.} \quad t = {}^{9}/_{19}\,s. \quad h = 1{,}5\,d_1. \quad d = {}^{10}/_{9}\sqrt{P}; \quad P = 0{,}81\,d^2.$$

Schraubentabelle nach Armengaud.

Aeusserer Durchmesser d	Ganghöhe s	Gangtiefe t	Höhe der Mutter h	Zulässiger Zug P kg	Aeusserer Durchmesser d	Ganghöhe s	Gangtiefe t	Höhe der Mutter h	Zulässiger Zug P kg
20	3,80	1,80	45,6	324	75	8,75	4,16	105,0	4556
25	4,25	2,02	51,0	506	80	9,20	4,37	110,4	5184
30	4,70	2,23	56,4	729	85	9,65	4,58	115,8	5852
35	5,15	2,45	61,8	992	90	10,10	4,80	121,2	6561
40	5,60	2,66	67,2	1296	95	10,55	5,01	126,6	7300
45	6,05	2,87	72,6	1640	100	11,00	5,22	132,0	8100
50	6,50	3,19	78,0	2025	105	11,45	5,44	137,4	8930
55	6,95	3,30	83,4	2450	110	11,90	5,65	142,8	9801
60	7,40	3,51	88,8	2916	115	12,35	5,87	148,2	10712
65	7,85	3,73	94,2	3422	120	12,80	6,08	158,6	11664
70	8,30	3,94	99,6	3969					

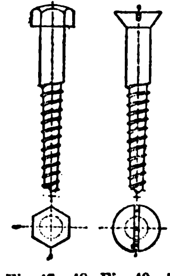


Fig. 47—48. Fig. 49—50.

d. Holzschrauben.

Die eigentlichen Holzschrauben, wie sie die beigegebenen Fig. 47—50 veranschaulichen, werden meist nach dem Gefühl gewählt und dienen u. A. zur Befestigung kleiner Lager auf Holzunterlagen.

Es bezeichne: P den Zug, der zum Ausreissen einer Schraube erforderlich ist, in kg, d den äusseren Durchmesser in mm, l die Länge des eingeschraubten Theiles in mm, t die Theilung, so bestimmt sich nach Bevan:

für hartes Holz $P = 5{,}59\,dlt$; für weiches Holz $P = 2{,}79\,dlt$.

Für dauernde Belastung muss man 6—10fache Sicherheit einführen.

e. Verschiedene Constructionen von Befestigungsschrauben.

Viele Schrauben bedürfen eines sogenannten Kopfhalters, welcher beim Anziehen die Drehung der Schraube verhindert, sofern dies nicht durch einen Schlüssel, der am Kopf angreift, zu ermöglichen ist.

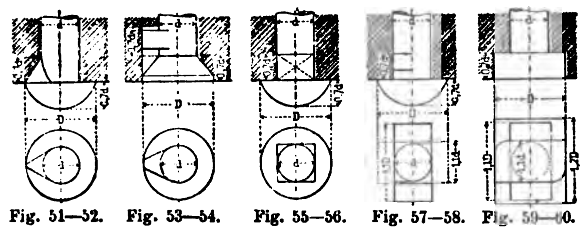
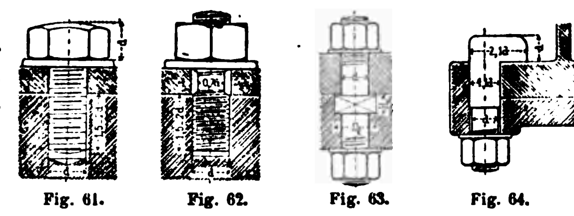


Fig. 51—52. Fig. 53—54. Fig. 55—56. Fig. 57—58. Fig. 59—60.

Diese Kopfhalter werden in Form einfacher Nasen (siehe Fig. 51—54), doppelter Nasen (Fig. 57—58) oder von Ansätzen mit quadratischem Querschnitt ausgeführt (Fig. 55—56); auch quadratische, versenkte Köpfe — von meist pyramidaler Gestalt — (Fig. 85—86) verhindern die Drehung.

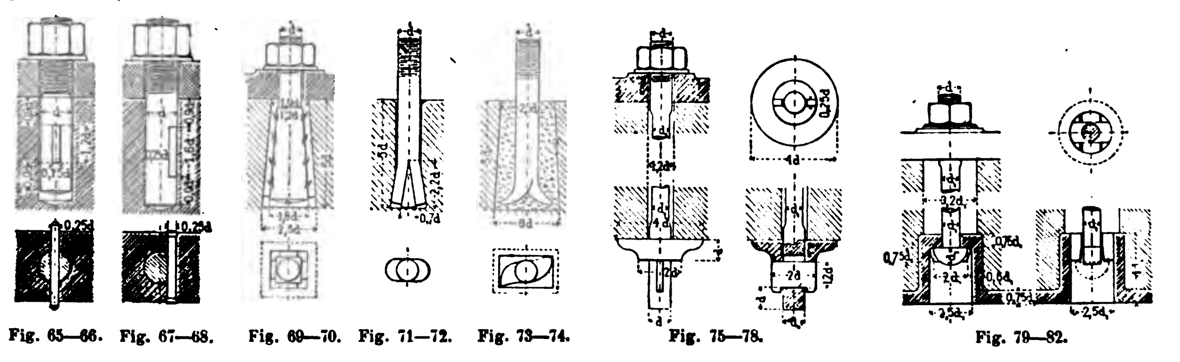
Sind die Schrauben von der Mutterseite einzustecken, wie dies an Fundamentplatten vorkommt, so wählt man solche mit **Ankerköpfen**, welche durch Schlitze in die betreffenden Stücke eingeführt und durch Drehung um 90° in die richtige Stellung gebracht werden (Fig. 57—60). Der eingelassene Kopf oder am Bolzen angebrachte Nasen verhüten die Verdrehung.

Zur Verbindung verschiedener Platten dient die **Kopfschraube** (Fig. 61), die **Stiftschraube** (Fig. 62), die Schraube mit Zwischenkopf und zwei Muttern (Fig. 63); die Verbindungsschraube mit einseitigem Haken, besonders zur Vereinigung von Guss- und Schmiedeeisenstücken (Fig. 64).


Fig. 61. Fig. 62. Fig. 63. Fig. 64.

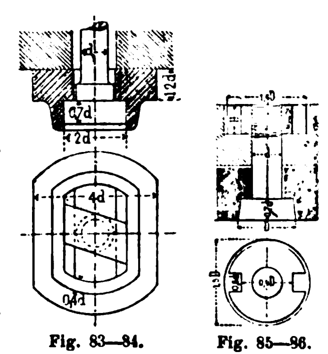
Versenkte Muttern erhalten sechseckige oder cylindrische Form, die letztgenannten diametral gegenüberstehende Einschnitte zur Aufnahme des Schraubenschlüssels (Fig. 85—86).

Die Anwendung des Kopfes umgeht man durch Verwendung eines Querkeiles oder Streifkeiles (Fig. 65—68).


Fig. 65—66. Fig. 67—68. Fig. 69—70. Fig. 71—72. Fig. 73—74. Fig. 75—78. Fig. 79—82.

Als **Fundamentbefestigung** eignen sich für Maschinen, die keinen Erschütterungen ausgesetzt sind, die Steinschrauben in den Fig. 69—74 gegebenen Formen; sie werden mit eisernen Beilagen in den Steinquadern befestigt und mit Schwefel oder Cement (nicht Blei) vergossen.

Für sehr solide Befestigung und dort, wo das Fundament befahrbare Canäle besitzen soll, sind die **Fundament- oder Gründungsanker** mit gusseiserner Druckplatte am Platze (Fig. 75—78) und für Ziegelsteinfundirungen, wo man gewöhnlich unter das gesammte Mauerwerk eine gusseiserne Platte legt, wählt man die Reuleaux'sche Construction (Fig. 79—82), oder die in Fig. 83—84 gegebene einfachere unter Anwendung der in diesen Figuren gegebenen Kopfform oder der nach Fig. 57—58. In die beiden Constructionen eigenen Kapseln werden die Fundamentanker von oben eingesenkt und durch Drehung festgestellt.

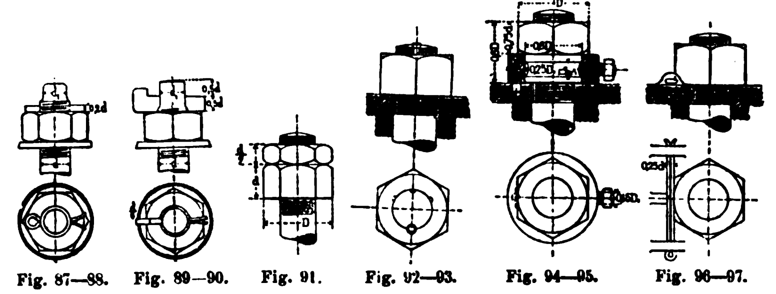

Fig. 83—84. Fig. 85—86.

Schrauben in Holz haben meistens eingelassene Köpfe von grösseren als sonst gebräuchlichen Dimensionen (1,5 D). Fig. 85—86.

f. Schraubensicherungen.

Zur Verhütung der Lösung und des Zurückdrehens infolge heftiger Stösse und Erschütterung bedient man sich bei den Befestigungsschrauben, die stets eingängig und deshalb unter gewöhnlichen Verhältnissen nicht rückläufig sind, der **Schraubensicherungen.**

Von der grossen Menge derselben geben wir nur in Fig. 87—88 die Sicherung mittelst Splissstift oder Splissnagel, der dicht über der festangezogenen Mutter durch den Bolzen gesteckt wird; in Fig. 89—90 die zweckmässigere Sicherung mit Splisskeil, der in geringen Grenzen ein Nachziehen der Mutter erlaubt; beide werden auch durch die Mutter getrieben oder oben nur ein wenig eingestrichen; endlich in Fig. 91 die älteste Sicherung mit Gegenmutter; bei letzterer sind am richtigsten der oberen Mutter die für die Festigkeit der Verbindung erforderlichen Abmessungen zu geben. Die grössere oder geringere Höhe der unteren Mutter ist nahezu gleichgültig.


Fig. 87—88. Fig. 89—90. Fig. 91. Fig. 92—93. Fig. 94—95. Fig. 96—97.

Viele Sicherungen sollen dem Zwecke genügen, das Nachziehen der Schrauben (z. B. Stopfbüchsenschrauben) um bestimmte Beträge zu ermöglichen. Je kleiner die verstatteten Winkeldrehungen sind, als um so zweckmässiger ist die Sicherung zu betrachten.

Fig. 92—93 mit dreien in der Mutter und zweien im Bolzen vorhandenen halbkreisförmigen Löchern gestattet eine kleinste Drehung von $^1/_6$ einer Umdrehung; ebenso die Anordnung Fig. 96—97 mit beigelegtem Splissstift. Die Anordnung Fig. 94—95 erlaubt beliebig grosse Drehungen.

2. Schraubenverbindungen.

Niemals sollen Schrauben durch auftretende Seitendrücke dem Einfluss auf Abscherung wirkender Kräfte ausgesetzt sein, vielmehr sollen die zu verbindenden Maschinentheile dieselben aufnehmen, weshalb sie oft besonders vorgerichtet und gestaltet werden.

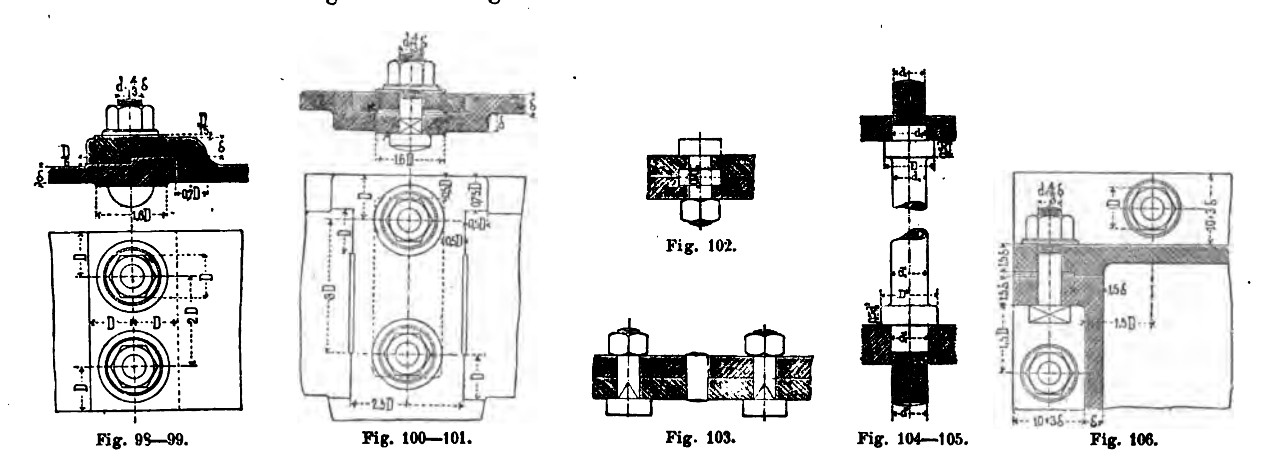


Fig. 98—99. Fig. 100—101. Fig. 102. Fig. 103. Fig. 104—105. Fig. 106.

Fig. 98—99 giebt die Verbindung mit bearbeiteten, aneinander gepassten Falzen; Fig. 100—101 die ankerförmige Einpassung. Einfach und zweckmässig sind die schmiedeeisernen (stählernen) oder in grösseren Ausführungen die gusseisernen Einlegeplatten (Fig. 102), welche genau in die erst nach Bohrung des Schraubenloches zu machenden Versenkungen passen müssen. Wo nicht angegossene Nasen mit vorgelegten Keilen (vergl. Zapfenlager) zur Aufnahme der Schub- und Scherkräfte anzubringen sind, bedient man sich der **Präcisionsstifte** (Fig. 103), welche man in die nach vollendeter Montirung und Justirung nachträglich gebohrten Löcher kräftig einschlägt.

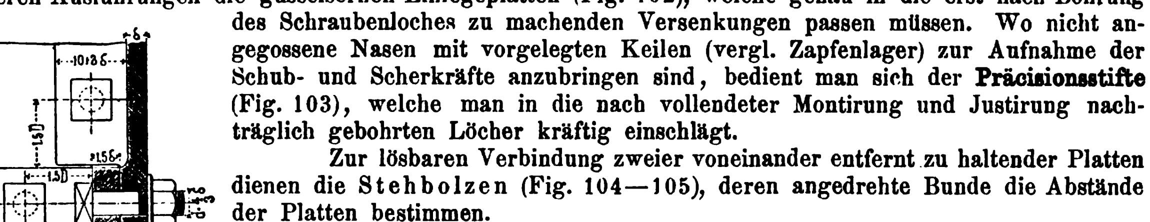


Fig. 107.

Zur lösbaren Verbindung zweier voneinander entfernt zu haltender Platten dienen die Stehbolzen (Fig. 104—105), deren angedrehte Bunde die Abstände der Platten bestimmen.

Zur Herstellung gusseiserner Gefässe findet die **Flanschenverschraubung** vielfache Verwendung. Die Flanschen können ganz innerhalb des Hohlraums des Gefässes, halb innerhalb, halb ausserhalb, oder ganz nach aussen gelegt werden. Fig. 106 u. 107 geben die Darstellungen von Flanschenverbindungen sowie die üblichen Verhältnisse. Die Flanschen erhalten die 1,5 fache Wandstärke zur Dicke, die Schrauben die $^4/_3$ fache zum Durchmesser. Der Abstand der benachbarten Schrauben beträgt für gewöhnliche Verhältnisse das 2,5—3 fache des der Schraubenmutter einbeschriebenen Kreises D.

3. Schraubenschlüssel.

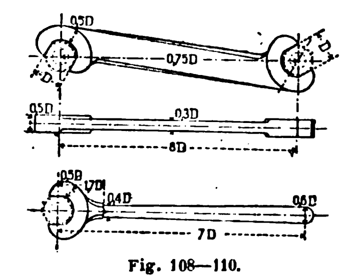


Fig. 108—110.

Die **Schraubenschlüssel** dienen zum Anfassen und Umdrehen der Schraubenmuttern oder Schraubenköpfe. Bezugseinheit für dieselben ist der Durchmesser des der zugehörigen Mutter einbeschriebenen Kreises $D = 5$ mm $+ 1{,}4\,d$. Die einfachen Schlüssel erhalten nur ein gabelförmiges Maul und einen flachen Stiel, als vielgebrauchte Handschlüssel einen cylindrischen Stiel. Doppelschlüssel tragen an beiden Enden des Stieles ein Schlüsselmaul und können beide entweder für Schraubenmuttern von verschiedener oder gleicher Grösse bestimmt sein. Vergl. Fig. 108—110.

4. Druckschrauben, Bewegungs- und Transportschrauben.

Die Druck- oder Pressschrauben, wie sie für Pressen, Windwerke u. dgl. Verwendung finden, müssen ausser auf genügende Festigkeit so construirt sein, dass durch hinreichend kleinen Flächendruck ihre Abnutzung gering sei.

Für den auszuhaltenden Druck P berechnet sich der Kerndurchmesser $d_1 = 0{,}67\sqrt{P}$, $P = 2{,}2\,d_1{}^2$; will man jedoch den kleinstmöglichen Kerndurchmesser erzielen, der bei sorgfältigster Ausführung und gleichmässigem Anliegen der Mutter statthaft ist, so bestimme man ihn nach $d_1 = 0{,}46\sqrt{P}$; $P = 4{,}71\,d_1{}^2$.

Das Gewinde ist von trapezförmigem oder rechteckigem Querschnitt; die Gangtiefe für beide wählt man $t = \frac{d_1}{8} = \frac{d}{10}$, wonach sich für die flachgängige Schraube $s = \frac{d_1}{4} = \frac{d}{5}$ und für die trapezförmige Schraube $s = \frac{d_1}{6} = \frac{2}{15}\,d$ ergiebt.

Die Zahl der gleichzeitig in die (gusseiserne oder bronzene) Mutter fallenden Gewindegänge soll betragen $i = 0{,}636 \cdot \frac{P}{d^2}\,\frac{1}{\frac{t}{d}\left(1 - \frac{t}{d}\right)}$ selbst für den Fall, dass d_1 nach Gefühl bestimmt und t beliebig gewählt wurde.

Für $t = 0{,}1\,d$ wird hiernach: $i = 7\,\frac{P}{d^2} = 4{,}48\,\frac{P}{d_1{}^2}$.

Weniger als 12 Gänge gebe man der Mutter ohne Grund nie, auch wenn sich nach obigen Formeln eine geringere Zahl ergeben sollte.

Eine weitere Verwendung findet Schraube nebst Mutter zur Erzeugung geradliniger Bewegung, so zwar, dass durch alleinige Drehung eines der beiden Theile eine Verschiebung des anderen, sowie der mit ihm zusammenhängenden Maschinentheile erzielt wird.

Bedeutet s die Steigung oder Ganghöhe einer Schraube, r_1 den äusseren, r_2 den inneren Radius, $r = \frac{r_1 + r_2}{2}$ die mittlere Achsenentfernung der Gewinde, so berechnet sich der Steigungswinkel nach $tang\ \alpha = \frac{s}{2r\pi} = 0{,}15915\,\frac{s}{r}$.

Theoretisch bestimmt sich die am Hebelarme R wirksame Kraft P_0, falls Q der in der Achsrichtung auszuübende Druck ist, zu $P_0 = Q \cdot \frac{s}{2R\pi} = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{s}{2r\pi} = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot tang\ \alpha$.

In Wirklichkeit treten stets sehr bedeutende Reibungswiderstände auf, welche in der gleitenden Reibung an den Gewindegängen zwischen Schraube und Mutter, dann in der Spurzapfenreibung, welche der sich drehende Theil an seiner Stützfläche findet, endlich bei einseitigem Angriff der Kraft P in der Halszapfenreibung besteht.

Ist P die am Hebelsarme R wirksame Kraft, Q der axial gerichtete Druck, $n = \frac{s}{2r\pi} = tang\ \alpha$, $f = tang\ \varrho$ der Reibungscoëfficient, φ der Coëfficient für die Reibung am Halszapfen vom Halbmesser $\mathfrak{r}$ und für die am Spurzapfen vom mittleren Halbmesser $\mathfrak{r}_1$, so bestimmt sich

$$P = \frac{r}{R - \varphi\mathfrak{r}}\,Q\left(\frac{n+f}{1-nf} + \varphi \cdot \frac{\mathfrak{r}_1}{r}\right) \text{ und es ist } \eta = \frac{P_0}{P} = \frac{R - \varphi\mathfrak{r}}{R} \cdot \frac{n(1-nf)}{n + f + (1-nf)\,\varphi\,\frac{\mathfrak{r}_1}{r}}$$

der Wirkungsgrad, d. i. das Verhältniss zwischen der wirklich aufzuwendenden und der beim reibungsfreien Gange genügenden Kraft.

Unter der Voraussetzung, dass die Kraft Q die treibende sei, ergiebt sich die am Hebelarme R wirksame Kraft (P) nach folgender Formel:

$$(P) = \frac{r}{R + \varphi\mathfrak{r}}\,Q\left(\frac{n-f}{1-nf} - \varphi\,\frac{\mathfrak{r}_1}{r}\right) \text{ und } (\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{R}{R + \varphi\mathfrak{r}} \cdot \frac{n - f - (1+nf)\,\varphi \cdot \frac{\mathfrak{r}_1}{r}}{n(1+nf)}.$$

hiernach als der Wirkungsgrad für die Rückgangsbewegung.

Wird der Wirkungsgrad (η) resp. die Kraft (P) nach diesen Formeln negativ, so bedeutet dies, dass die Kraft Q allein die Schraube nicht zurückzudrehen vermag, dass diese also selbstsperrend ist.

Diese Eigenschaft besitzen fast alle Schrauben und nur die sehr steilgängigen, welche zum Zwecke grösserer Sicherheit zwei- oder mehrgängig ausgeführt werden (zwei oder mehr Schraubengewinde im Querschnitt zeigen), sind selbstständig rückgängig.

Für die Anzahl der Schraubengänge einer mehrgängigen Schraube ist $tang\ \alpha_i = i\ tang\ \alpha$ in obige Formeln für n einzuführen.

Bei Vernachlässigung beider Zapfenreibungen sind die einfacheren Berechnungsformeln für den am Umfang der Schraube nothwendig wirksamen Druck:

$$P_1 = Q \cdot \frac{n \pm f}{1 \mp nf} = Q \cdot \frac{tang\ \alpha \pm tang\ \varrho}{1 \mp tang\ \alpha . tang\ \varrho} = Q\ tang\ (\alpha \pm \varrho). \qquad P_1 = Q \cdot \frac{f \pm tang\ \alpha}{1 \mp f\ tang\ \alpha};$$

der Wirkungsgrad $\eta = \frac{P_0}{P_1} = \frac{(1 \mp f . tang\ \alpha)\ tang\ \alpha}{f \pm tang\ \alpha} = \frac{1 \mp f \cdot \frac{2 r \pi}{s}}{\pm 1 + f \frac{s}{2 r \pi}}$; wobei $P_0 = \frac{Q s}{2 r \pi} = Q\ tang\ \alpha$.

Die oberen Zeichen gelten für den Vorwärtsgang, die unteren für den Rückgang.

Summenschrauben haben auf ihrem Bolzen rechts- und linksgängige Gewinde von gleicher oder ungleicher Steigung eingeschnitten und werden verwendet, wenn bei kleiner Drehung eine grosse Verschiebung erzielt werden und die Schraube doch nicht rückgängig sein soll.

Differenzschrauben besitzen gleichlaufende Gewinde mit ungleicher Steigung. Sie vermögen bei nur geringer resultirender Verschiebung bedeutende Kraft auszuüben.

5. Herstellungskosten der Schrauben.

Ist d der Durchmesser eines Schraubenbolzens in mm, so berechnet sich der Preis in Pfennigen:
für das Schmieden von 100 Stück Bolzen $\mathfrak{H} = 295 + 63{,}5\,d - 0{,}46\,d^2$,
für das Schmieden von 100 Stück Muttern $\mathfrak{H} = 325 - 17{,}5\,d + 1{,}21\,d^2$,
Gesammtpreis für das Schmieden von 100 Stück Schrauben und Muttern $\mathfrak{H} = 30 + 46\,d + 0{,}75\,d^2$.
Schraubenbolzen mit vierkantigen Ansätzen oder Nasen unter den Köpfen sind ca. 20 % theurer.
Für Schmieden der Ankerschrauben (Obertheil, Untertheil und Schliesskeil) $\mathfrak{H} = 2 + 1{,}5\,d$ pro Stück.
Für Schmieden der Steinschrauben $\mathfrak{H} = 5 + d$.

Die weiteren Preise berechnen sich:
für Schneiden der Bolzen auf der Maschine $\mathfrak{H} = (0{,}044 - 0{,}0012\,d + 0{,}000036\,d^2)\,l$, wobei l in mm.
für Schneiden der Bolzen von Hand ungefähr das 1,7 fache obigen Werthes,

Bei Herstellung von Flachgewinde sowie beim Schneiden in Stahl ist noch $^1/_5$ des berechneten Werthes zuzuschlagen.

Herstellungskosten für 100 Stück Muttern mit scharfem Gewinde:
auf der Maschine $\mathfrak{H} = 20 + 1{,}6\,d + 0{,}14\,d^2$; mit Hand das 1,7 fache dieses Werthes.
Kosten für 100 Stück Muttern mit flachem Gewinde:
auf der Maschine $\mathfrak{H} = -10 + 32{,}5\,d + 0{,}24\,d^2$, mit Hand das 2 fache des berechneten Werthes.
Für 100 Stück Unterlegscheiben $\mathfrak{H} = 30 + 10{,}5\,d$.

C. Keile und Keilverbindungen.

Das Verhältniss der Rückenhöhe zur Länge eines Keiles nennt man den Anzug. Je nachdem die Längenschnitte rechtwinklige oder gleichschenklige Trapeze bilden, spricht man von einseitigen oder zweiseitigen Keilen, von solchen mit einseitigem oder zweiseitigem Anzug. Der Gesammtanzug wird bei Keilen, die eine beständige Befestigung gewähren sollen, klein, etwa $^1/_{30}$—$^1/_{50}$—$^1/_{100}$, gemacht, grösser ($^1/_{24}$—$^1/_{12}$—$^1/_6$) bei denen, welche öfters gelöst werden oder eine grosse Verschiebung bewirken müssen.

Sämmtliche im Maschinenbau verwendeten Keile trennt man in Querkeile und Längskeile. Nur die erstgenannte Art soll an dieser Stelle Erwähnung finden. Ueber Längskeile siehe „Achsen und Wellen".

Fig. 111 giebt die Befestigung einer schmiedeeisernen Stange durch einen ebenfalls schmiedeeisernen Querkeil in einer Hülse oder Dille. Bei der Dicke d der Stange gebe man dem Keile die mittlere Höhe $h = 1{,}2\,d$, die Dicke $\frac{d}{4}$; die gusseiserne Hülse erhält die Wandstärke $\delta = \frac{d}{2}$, die schmiedeeiserne $\delta = \frac{d}{4}$.
Der freiliegende Keil (Fig. 112), der nur mit einer Schmalseite an der Hülse anliegt, empfängt bei gleichbleibender Breite die grössere Höhe $h = {^5/_4}\,d$.

Bei dem häufiger benutzten Stahlkeile behält man für Höhe und Breite die angegebenen Verhältnisse bei, verringert sie auch wohl auf das 0,8 fache.

Die Schiftung zweier runden Stangen mittelst gusseiserner Hülse zeigt Fig. 113—114; einige andere recht zweckmässige Stangenschlösser, besonders für Pumpengestänge passend, stellen die Fig. 115 und 116—117 dar.

Die **Zulage** (der Krampen) gewährt dem Keile eine grosse Auflagefläche und erhöht bei beibehaltener Keilhöhe wesentlich die Festigkeit der Verbindung. Die Keilhöhe wird jedoch meistens der

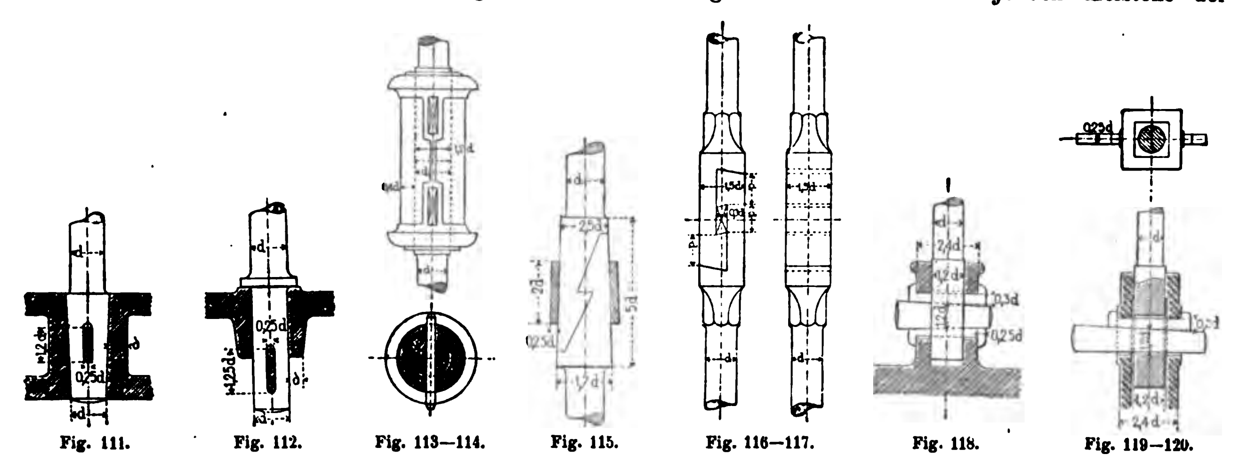


Fig. 111. Fig. 112. Fig. 113—114. Fig. 115. Fig. 116—117. Fig. 118. Fig. 119—120.

Krampenhöhe entsprechend erniedrigt. Sorgfältige Ausführungen, namentlich solche, bei welchen eine Verschiebbarkeit des Keiles verlangt wird, besitzen stets mindestens eine Zulage, häufig jedoch deren zwei (Fig. 118 u. 119 bis 120).

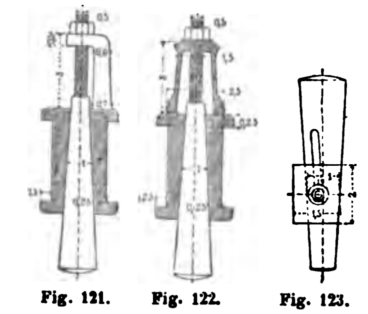


Fig. 121. Fig. 122. Fig. 123.

Solange der einseitige Anzug kleiner als $^2/_{10}$, der zweiseitige auf jeder Seite etwas kleiner als $^1/_{10}$, ist die Keilverbindung bei ruhig wirkender Kraft nicht löslich. Bei Stössen und auftretenden rüttelnden Bewegungen sowie in den Fällen, wo man beliebig grössere Anzüge geben will, bedient man sich der **Keilsicherungen.**

Zuweilen genügt zur Sicherung das Aufsplissen des hierzu schon vorbereiteten schmalen Keilendes, nach dessen genügendem Eintreiben; auch ein einfacher gesplisster Vorsteckstift thut gute Dienste. Vollkommenere Keilsicherungen stellen die folgenden Figuren dar. Fig. 121 u. 122 geben solche mit Zugschrauben; bei der ersteren ist der Widerstand leistende Arm mit der einen Zulage zusammengeschweisst, bei Fig. 122 eine besondere Hülse auf beide Zulagen aufgesetzt. Bei Fig. 123 dient eine Klemmschraube zur Sicherung des mit Schlitz versehenen Keiles. Zwei durch andere Theile an der Längsverschiebung verhinderte Platten hindern, fest an den Keil gepresst, dessen Bewegung.

D. Verbindungen durch Anker und Ringe.

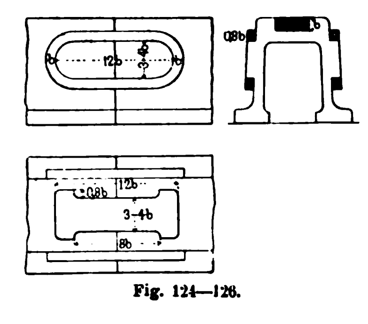


Fig. 124—126.

Ausser mit Nieten, Schrauben oder Keilen finden sich Verbindungen hergestellt durch warmaufgezogene **Anker** oder **Ringe.** Erstere werden in entsprechende Vertiefungen, letztere um geeignete Vorsprünge an den zu verbindenden Körpern oder um diese selbst gelegt und zwar in erhitztem und deshalb ausgedehntem Zustande. Die nach erfolgter Abkühlung und Zusammenziehung entstehende Spannung der beim Aufziehen genau passenden Theile giebt das Mittel zu einer festen Verbindung.

Fig. 124—126 giebt die Verbindung zweier Körper durch zwei zu beiden Seiten aufgezogene schmiedeeiserne Ringe und einen oben eingelegten Anker.

Selbstverständlich können auch beide Methoden einzeln in Anwendung gebracht werden.

Fig. 127—128 zeigt die Vereinigung zweier Stücke eines Schwungringes durch ein innen eingelegtes Schrumpfeisen (Schrumpfband).

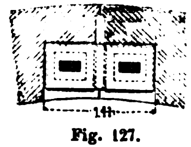


Fig. 127.

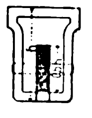


Fig. 128.

Aufgezogene Ringe finden sich bei Achsen und Wellen. Conische Ringe stellt man aus cylindrischen durch wiederholtes Erhitzen derselben und plötzliches Abkühlen des einen Endes her.

E. Zapfen.

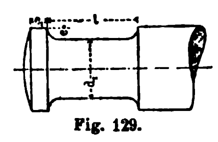
Zapfen sind Rotationskörper, welche in geeigneten, sie stützenden Hohlformen gelagert, die Drehung von Maschinentheilen um ihre geometrische Achse gestatten. Sämmtliche Zapfen unterscheiden sich nach der Art ihrer Belastung oder Beanspruchung in

Tragzapfen, die vorwiegend in einer Richtung senkrecht zur Drehungsachse gepresst werden, und in **Stützzapfen**, d. s. diejenigen, bei welchen der Hauptdruck in der Richtung ihrer Achse wirksam ist.

Je nach der Lage am unterstützten Maschinentheile heisst ein Zapfen Endzapfen (als Tragzapfen auch häufig mit dem Namen **Stirnzapfen**, als Stützzapfen mit der Bezeichnung **Spurzapfen** belegt) oder falls er an irgend einer Stelle zwischen den Enden eines Wellenstückes liegt, an beiden Seiten in dasselbe übergeht: **Halszapfen**.

Die am häufigsten gebrauchten Zapfen sind die cylindrischen, nächst diesen die kugelförmigen.

1. Stirnzapfen (Fig. 129).


Fig. 129.

Ist P der Druck auf den Zapfen, d der Durchmesser und l die Länge des Zapfens, e die Höhe des Anlaufs, e_1 dessen Breite, n die Zahl der Umdrehungen pro Minute, S die grösste zulässige Spannung, so berechnet sich mit Rücksicht auf die Festigkeit der **Zapfendurchmesser**

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi S} \cdot \frac{l}{d} \cdot P.}$$

Die vom Material abhängige Spannung ist erfahrungsgemäss für Gusseisen $S = 3$ kg, Schmiedeeisen $S = 6$ kg und Gussstahl $S = 8$ kg zu wählen.

Nach Reuleaux nehme man, wenn $n < 150$: $\frac{l}{d} = 1{,}33 = {}^4/_3$; $d = 1{,}5\sqrt{P}$ für Gusseisen;

$\frac{l}{d} = 1{,}5$; $d = 1{,}125\sqrt{P} = {}^9/_8\sqrt{P}$ für Schmiedeeisen; $\frac{l}{d} = 1{,}78$; $d = 0{,}95\sqrt{P}$ für Gussstahl.

Der Gussstahlzapfen erhält hierbei die Länge des gleichbelasteten schmiedeeisernen und 0,843 von dessen Durchmesser.

Ist dagegen $n > 150$, so nehme man

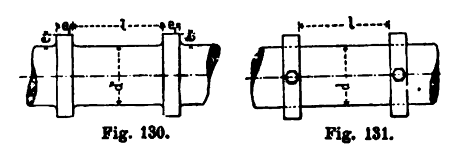
$\frac{l}{d} = 0{,}12\sqrt{n}$; $d = 0{,}32\sqrt{P}\sqrt[4]{n}$ für Schmiedeeisen; $\frac{l}{d} = 0{,}15\sqrt{n}$; $d = 0{,}27\sqrt{P}\sqrt[4]{n}$ für Gussstahl.

Gusseisenzapfen finden keine Verwendung bei Umdrehungen über 200 und können bis zu dieser Grenze nach obiger Formel berechnet werden.

Will man bezüglich des Zusammenhanges des Werthes $\frac{l}{d}$ und der Tourenzahl feinere Unterschiede machen, so richte man sich nach folgender für schmiedeeiserne und Gussstahlzapfen gültigen Tabelle.

n	0	sehr klein	bis 100	115	156	204	258	318	386	460	625	816
$\frac{l}{d}$	0,5—0,75	1	1,4	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4

2. Halszapfen (Fig. 130 u. 131).


Fig. 130. Fig. 131.

Der Halszapfen, meist durch verdrehende oder biegende Kräfte stärker beansprucht als der Stirnzapfen von demselben directen Drucke, erhält demgemäss einen grösseren Durchmesser d als dieser (meistens gleich der Welle, an der er sich befindet). Seine Länge ist gleich der des gleichbelasteten Stirnzapfens zu nehmen, doch ist auch eine Vergrösserung derselben nach den oben gegebenen Regeln statthaft.

Gabel- oder Bolzenzapfen erhalten die Dicke $d_3 = \frac{d}{2}$ bei dem Längenverhältniss $\frac{l_3}{d_3} = \frac{l}{d}$, wenn l und d die Dimensionen des gleichwerthigen Stirnzapfens sind.

3. Stützzapfen (Fig. 132—133, 134).

Die Stützzapfen nehmen den in axialer Richtung wirksamen Druck auf und laufen mit ihrer kreisrunden Stirnfläche.

Man nehme bei Zapfen für Umdrehungszahlen $n \leq 100$

$$\left.\begin{array}{l} d = 1{,}86\,\sqrt{P} \text{ für schmiedeeiserne} \\ d = 1{,}4\ \ \sqrt{P} \text{ für Stahl-} \\ d = 2{,}32\,\sqrt{P} \text{ für gusseiserne} \end{array}\right\} \text{Zapfen auf Bronze;}$$

hingegen die Zapfen für Umdrehungszahlen $n \geq 100$

$$\left.\begin{array}{l} d = 0{,}177\,\sqrt{Pn} \text{ für schmiedeeiserne} \\ d = 0{,}14\ \sqrt{Pn} \text{ für Stahl-} \end{array}\right\} \text{Zapfen auf Bronze.}$$

Die Spurzapfen werden häufig vom Durchmesser der zugehörigen Welle gemacht; solche für grosse Drücke findet man zuweilen in die Welle eingesteckt (Fig. 134); zur Vermeidung der Drehung erhalten sie eine Nase; die Welle bekommt einen Schlitz zum Herausschlagen des Zapfens.

Fig. 132—133. Fig. 134.

Die Spurplatte erhält eine Oelkammer und Oelrinnen.

Die **Kammzapfen** (Fig. 135 u. 136) sind Stützzapfen oder Tragzapfen, bei denen der in der Richtung der Welle wirkende Druck auf mehrere nebeneinander liegende Ringe des Zapfens vertheilt wird.

Es bezeichne b die radiale Breite der Ringe, h die axiale Höhe derselben, h_1 die Höhe der Lagerringe, d den inneren Durchmesser des Zapfens, d_1 den mittleren Durchmesser des Kammzapfens $(d_1 = d + b)$, i die Anzahl der Ringe; dann betrage der Druck pro qmm für den gewöhnlichen Fall der in Bronze laufenden Schmiedeeisenringe

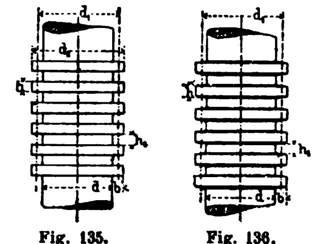


Fig. 135. Fig. 136.

$$p = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{50}{n} \cdot \frac{h}{d_1}.$$

Die zulässige Belastung eines jeden der i Ringe ist hiernach $pd_1\pi b = \frac{50}{n} \cdot bh$, die sämmtlicher Ringe $P = i \cdot \frac{50}{n} \cdot bh$ oder bei bekanntem P die Zahl der auszuführenden Ringe: $i = \frac{Pn}{50 . b . h}$; b ist zwischen $^1/_6 d$ und $^1/_{10} d$ zu wählen; h findet sich $\gtreqless b$; h_1 etwas grösser als h.

Zapfen-durchmesser d	Anlauf		Stirnzapfen.				Spurzapfen.		Eingesteckte Spurzapfen.				
			n bis 150		n = 150 bis 350		n bis 100		Belastung und Tourenzahl wie beim festen Spurzapfen				
	Höhe $e = 3 + 0{,}1d$	Breite $e_1 = 1{,}5e$	Zapfenlänge $l = 1{,}5d$	Belastung P	Zapfenlänge $l = 2d$	Belastung P	Zapfenlänge $l = 1{,}3d$	Belastung P kg	a 0,5d	b 0,9d	d_2 0,7d	d_3 0,6d	Gewicht des Zapfens
30	6	9	45	720	60	540	40	260	15	27	21	18	0,146
35	7	10	52	980	70	720	45	350	18	30	25	21	0,230
40	7	10	60	1280	80	950	50	460	20	36	28	24	0,345
45	8	12	68	1620	90	1190	60	590	22	40	32	27	0,481
50	8	12	75	2000	100	1470	65	725	25	45	35	30	0,674
55	9	14	82	2420	110	1780	70	890	27	50	38	33	0,895
60	9	14	90	2880	120	2120	80	1040	30	54	42	36	1,164
65	10	15	98	3380	130	2690	85	1225	32	60	46	39	1,493
70	10	15	105	3920	140	2880	90	1420	35	65	50	42	1,904
75	11	16	112	4500	150	3310	100	1630	38	70	53	45	2,351
80	11	16	120	5120	160	3770	105	1860	40	74	56	48	2,817
85	12	18	128	5780	170	4260	110	2100	42	78	60	51	3,330
90	12	18	135	6480	180	4770	120	2350	45	80	65	55	4,020
95	13	20	142	7220	190	5320	125	2680	48	85	67	57	4,628
100	13	20	150	8000	200	5900	130	2900	50	90	70	60	5,396
110	14	21	165	9680	220	7130	145	3510	55	100	78	66	7,226
120	15	22	180	11520	240	8480	160	4180	60	110	84	72	9,527
130	16	24	195	13520	260	9950	170	4900	65	120	90	78	11,900
140	17	25	210	15680	280	11550	180	5680	70	125	98	84	14,822
150	18	27	225	18000	300	13250	195	6520	75	135	105	90	18,210
160	19	28	240	20480	320	15080	210	7420	80	145	110	95	21,851
170	20	30	255	23120	340	17020	220	8380	85	150	120	100	26,195
180	21	32	270	25920	360	19080	235	9400	90	160	125	110	31,298
190	22	33	285	28880	380	21220	250	10470	95	170	135	115	37,353
200	23	35	300	32000	400	23560	260	11600	100	180	140	120	47,303

Gusseiserne Stirnzapfen werden häufig h o h l gemacht. Ist d_a der äussere Zapfendurchmesser, d_i der innere und d der Durchmesser des gleichbelasteten vollen Zapfens, so bestimmt sich bei gleicher Länge des hohlen mit dem vollen Zapfen und für gleiche Sicherheit beider aus

$d^3 = d_a^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4\right]$ folgende Zahlenreihe für die Verhältnisse $\frac{d_i}{d_a}$ und $\frac{d_a}{d}$

$\frac{d_i}{d_a} =$	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8
$\frac{d_a}{d} =$	1,003	1,005	1,008	1,014	1,022	1,032	1,047	1,068	1,096	1,135	1,19

Kugelförmige Zapfen aus Guss- oder Schmiedeeisen gestatten eine gewisse Beweglichkeit der geometrischen Drehungsaxe; sie erhalten den 1,5fachen Durchmesser des gleichbelasteten normalen Stirnzapfens.

In Fällen, wo man einen berechneten Zapfen verstärken oder seinen Durchmesser vermindern muss, verändert man auch zweckmässig dessen Länge und zwar nach: $\frac{l'}{l} = \left(\frac{d'}{d}\right)^3$.

Der Stirnzapfen erhält an einem oder beiden Enden (Wurzel- und Scheitelende) A n l ä u f e, deren Höhe $e = 3 + 0{,}1d$, deren Breite $e_1 = 1{,}5e$ ist.

4. Zapfenverbindungen.

Zuweilen finden sich in Gusseisenachsen und stets in hölzernen Achsen schmiedeeiserne oder Stahlzapfen eingefügt.

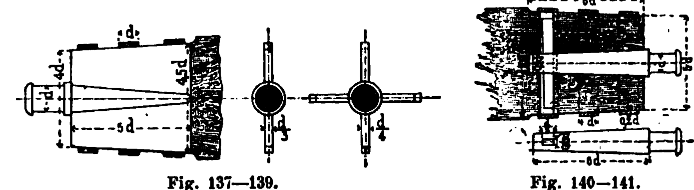


Fig. 137—139. Fig. 140—141.

Die früher gebräuchliche Methode des Eintreibens von Zapfen mit vierkantigen, sich zuspitzenden Verlängerungen in Holzachsen ist wegen der oft sich ergebenden excentrischen und schrägen Stellung ganz verwerflich.

Der **Blatt-** oder **Flügelzapfen** (Gusseisen) wird zwei-, drei- oder vierblättrig ausgeführt. (Fig. 137—139).

Keilzapfen (Fig. 140—141). In ein passend ausgearbeitetes Loch ist die keilförmige Verlängerung eingesetzt und wird durch einen, in den radialen Canal eingeführten Querkeil festgezogen, nachdem zwei der konischen Ringe bereits fest aufgezogen sind.

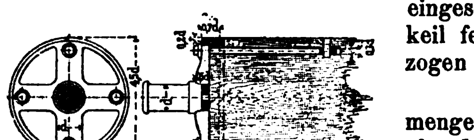


Fig. 142—143.

Kreuzzapfen (Fig. 142—143). Zapfen und Kreuz sind zusammengegossen, die Rückseite des letzteren wie die Stirnseite der Achse abgedreht. Der aufgezogene Schmiedeeisenring verstärkt den angegossenen Kranz. Vier Schrauben, deren Muttern eingelassen sind, dienen zur Befestigung.

F. Achsen und Wellen.

1. Achsen.

Achsen sind Träger, welche vorwiegend u m l a u f e n d e oder s c h w i n g e n d e Theile zu tragen bestimmt sind und sich mit diesen um ihre Zapfen zu drehen vermögen; sie unterscheiden sich nach der Art ihrer Beanspruchung in **Trag-** und **Stützachsen**.

Die **Tragachsen** heissen je nach der Anzahl der Belastungs- oder Tragpunkte e i n f a c h t r a g e n d e bez. e i n f a c h e Achsen oder m e h r f a c h t r a g e n d e Achsen.

Der k r e i s f ö r m i g e Querschnitt findet sich bei denselben am häufigsten, seltener der g e f l ü g e l t e oder der s t e r n f ö r m i g e Querschnitt.

a. Einfach belastete Achsen (kreisförmiger Querschnitt).

Die Last Q wirkt innerhalb der Zapfen senkrecht zur Achse auf den Achsenkopf. Ihr Abstand von den Zapfenmitteln betrage a_1 und a_2 (Fig. 144), dann ist der Auflagedruck des Zapfens vom Durchmesser d_1

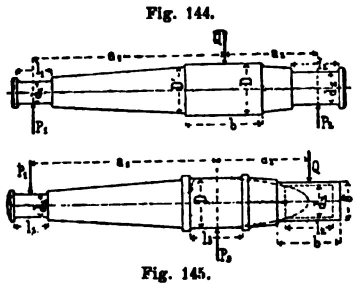

Fig. 144.

Fig. 145.

$P_1 = \frac{a_2}{a_1 + a_2} Q$, derjenige des anderen Zapfens d_2: $P_2 = \frac{a_1}{a_1 + a_2} Q$.

Sodann ist $\frac{P_1}{P_2} = \frac{a_2}{a_1}$ und $P_1 + P_2 = Q$.

Für den besonderen Fall, dass beide Achsschenkel gleich lang sind, also $a_1 = a_2$ ist, erhält man $P_1 = P_2 = \frac{Q}{2}$ und die Zapfen werden gleich.

Ist x die Entfernung eines an beliebiger Stelle durch die Achse gelegten Schnittes von dem auf derselben Seite der Belastungsstelle befindlichen Zapfenmittel, und ferner y der zugehörige Durchmesser, so ist, da das Biegungsmoment für die Zapfenwurzel gleich dem an jeder beliebigen Stelle sein soll, zu setzen:

$$y_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{2x_1}{l_1}} \text{ für den einen Achsschenkel,} \quad y_2 = d_2 \sqrt[3]{\frac{2x_2}{l_2}} \text{ für den zweiten Achsschenkel,}$$

$$D = d_1 \sqrt[3]{\frac{2a_1}{l_1}} = d_2 \sqrt[3]{\frac{2a_2}{l_2}} \text{ für den Durchmesser des Achsenkopfes.}$$

Auf die Länge, welche einer umschliessenden Hülse oder Nabe entspricht, wird der Kopf von constantem Durchmesser gemacht, dem beiderseits die halbe Keildicke $\left(\frac{k}{2}\right)$ zugesetzt wird, sodass die Kopfdicke $D + k$ resultirt.

b. Einfach belastete, freitragende Achsen.

Die Last Q wirkt ausserhalb der Zapfen auf das eine Wellenende d_2. (Fig. 145.)
Die sich ergebenden Kräfte sind:

$$P_1 = \frac{a_2}{a_1} Q; \quad P_3 = \frac{a_1 + a_2}{a_1} Q; \quad \frac{P_1}{P_3} = \frac{a_2}{a_1 + a_2}; \quad P_3 - P_1 = Q.$$

Hiernach ermittle man den Zapfen d_1, die Dimensionen (d_2) und (l_2) des ideellen Zapfens für die Laststelle, endlich

die Halszapfendicke $D = d_1 \sqrt[3]{\frac{2a_1}{l_1}}$, seine Länge $l_3 = \sqrt{l_1^2 + (l_2)^2}$.

Nun berechnet man den Schenkel a_2, trägt von der Mitte des Zapfens (d_2) nach beiden Seiten die Hälfte der Länge b des Kopfes auf und bestimmt dessen Durchmesser

$$\delta = (d_2) \sqrt[3]{\frac{b}{(l_2)}}.$$

c. Achse mit zwei Tragstellen.

Bedeuten Q_1 und Q_2 die Lasten, s die Schaftlänge zwischen deren Angriffspunkten (Fig. 146), so sind die Zapfendrücke

$$P_1 = Q_1 \frac{s + a_2\left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right)}{a_1 + s + a_2}; \quad P_2 = Q_2 \frac{s + a_1\left(1 + \frac{Q_1}{Q_2}\right)}{a_1 + s + a_2}.$$

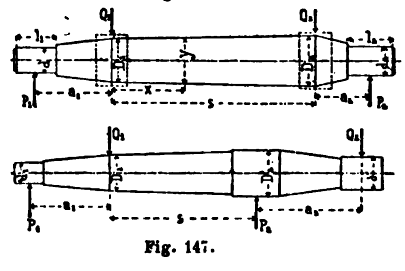

Fig. 146.

Fig. 147.

Die Schaftstärke y für jeden Punkt, der von der einen Lastangriffsstelle um die Entfernung x abliegt, ist aus

$$\frac{y}{D_1} = \sqrt[3]{1 + \frac{x}{a_1}\left(1 - \frac{Q_1}{P_1}\right)}$$

zu berechnen, worin D_1 der eine Achsenkopfdurchmesser. Die theoretisch richtige Form der Achsschenkel ist die kubische Parabel, die jedoch in der Regel durch einen tangirenden, abgestumpften Kegel ersetzt wird.

Für gleiche Schenkel $a_1 = a_2$ und gleiche Belastungen $Q_1 = Q_2$, wird $P_1 = P_2 = Q_1 = Q_2$ und y constant $= D_1 = D_2$.

d. Achse mit einem zwischen den Zapfen und einem ausserhalb derselben liegenden Achsenkopf.

Bedeutet hier s die Schaftlänge zwischen Q_1 und P_2 (Fig. 147), so sind die beiden Lagerdrücke:

$$P_1 = \frac{s - a_2 \frac{Q_2}{Q_1}}{s + a_1} \cdot Q_1; \quad P_2 = \frac{s + a_2 + a_1\left(1 + \frac{Q_1}{Q_2}\right)}{s + a_1}.$$
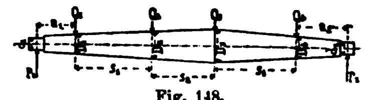
$\frac{y}{D_1}$ ist nach der entsprechenden Formel auf S. 19 zu bestimmen. Zuweilen wird hier der Durchmesser y Null; man trägt diesem Rechnungsresultate durch eine Verdünnung der Achse Rechnung.

e. Achse mit vier Tragstellen.

Die Lasten Q_1, Q_2, Q_3 und Q_4 erzeugen bei den Schaftstückenlängen s_1, s_2 und s_3 (Fig. 148) die Auflagedrücke:

$$P_1 = \frac{s_1 + s_2\left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right) + s_3\left(1 + \frac{Q_2}{Q_1} + \frac{Q_3}{Q_1}\right) + a_2\left(1 + \frac{Q_2}{Q_1} + \frac{Q_3}{Q_1} + \frac{Q_4}{Q_1}\right)}{a_1 + s_1 + s_2 + s_3 + a_2} \cdot Q_1,$$

$$P_2 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - P_1.$$


Fig. 148.

Wird Q_4 und s_3 gleich Null, so ergeben sich aus dieser Formel die bezüglichen Werthe für die dreifach belastete Achse.

Der Durchmesser des Achsenkopfes bei Q_4 bestimmt sich nach:

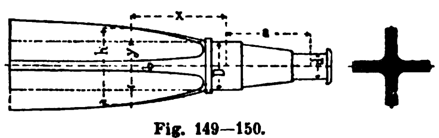
$$\frac{D_4}{d_1} = \sqrt[3]{\frac{a_1 + s_1\left(1 - \frac{Q_1}{P_1}\right) + s_2\left(1 - \frac{Q_1}{P_1} - \frac{Q_2}{P_1}\right) + s_3\left(1 - \frac{Q_1}{P_1} - \frac{Q_2}{P_1} - \frac{Q_3}{P_1}\right)}{\left(\frac{l_1}{2}\right)}}.$$

Indem man hierin nacheinander s_3, s_2 und s_1 = Null setzt, ergeben sich die Formeln für

$$\frac{D_3}{d_1}, \frac{D_2}{d_1} \text{ und } \frac{D_1}{d_1}.$$

Achsen mit kreisförmigem Querschnitt. Man bezieht alle Dimensionen unter Beibehaltung des gewählten Höhlungsverhältnisses (0,6 sehr gebräuchlich) auf die zu Grunde gelegten hohlen Zapfen.

Achsen mit Kreuzquerschnitt (Fig. 149—150). Die berechnete runde Achse wird aufgezeichnet, ebenso das Profil der Flügel.


Fig. 149—150.

Ist y der Durchmesser der runden Achse, h die Rippenhöhe, b die Rippendicke an einer beliebigen, um x vom Achsenkopf abstehenden Stelle, so nehme man b so, dass

$$\frac{y}{h} = \frac{b}{h}\sqrt[3]{\frac{16}{3\pi}}\sqrt[3]{1 - \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2}.$$

Zur Erleichterung jener Rechnung dient folgende Tabelle:

$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$
2,27	0,05	1,87	0,09	1,65	0,13	1,50	0,17	1,37	0,22	1,19	0,33
2,14	0,06	1,81	0,10	1,61	0,14	1,47	0,18	1,31	0,25	1,15	0,36
2,03	0,07	1,74	0,11	1,57	0,15	1,44	0,19	1,27	0,27	1,10	0,40
1,94	0,08	1,69	0,12	1,53	0,16	1,42	0,20	1,22	0,30	1,06	0,45

Hölzerne Achsen erhalten den 2fachen Durchmesser der gleichbelastesten gusseisernen.

2. Wellen.

Wellen haben hauptsächlich verdrehende Kraftmomente zu übertragen, werden jedoch häufig auch auf Biegung beansprucht.

Ist d der Wellendurchmesser, L die Länge der Welle in m, S die grösste zulässige Spannung, P die verdrehende Kraft in kg, R der Hebelarm, an dem sie angreift in mm, N die Anzahl der übertragenen Pferdestärken und n die Zahl der Umdrehungen pro Minute, so bestimmt sich der Wellendurchmesser unter Annahme einer $s$fachen Sicherheit zu

$$d = 0{,}90\sqrt[3]{PRs} = 80{,}72\sqrt[3]{\frac{N}{n}\cdot s} \text{ für Schmiedeeisen, } d = 1{,}270\sqrt[3]{PRs} = 113{,}77\sqrt[3]{\frac{N}{n}\cdot s} \text{ für Gusseisen.}$$

Für leichte Wellen nimmt man eine 5fache, für lange Wellen und solche, die Stössen und Erschütterungen ausgesetzt sind, eine 7fache Sicherheit.

Nachfolgende Tabelle ist für Wellen bis zu $d = 120$ mm nach der Formel $d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$ (leichte Wellen), für solche über 120 mm Durchmesser nach $d = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ (leichte Wellen) berechnet.

Wellen aus Gussstahl sind 0,8—0,9 mal so dick zu nehmen, als schmiedeeiserne. Für gusseiserne Wellen ist der Durchmesser ebenfalls aus der folgenden Tabelle zu finden, indem man den zu ermittelnden Werth von d für das Zweifache des gegebenen Werthes von PR und $\frac{N}{n}$ entnimmt.

Häufig giebt man den Wellen langer Transmissionen (schwere Wellen) zu den berechneten Dimensionen noch einen Zuschlag von 15—20 mm. Dieser ist gemacht in der Tabelle für schwere Wellen und zwar so, dass 15 mm für diejenigen unter 120 mm, dagegen 20 mm für die über 120 mm Durchmesser zugefügt sind.

Tabelle über Dimensionen und Gewichte der schmiedeeisernen Wellen, Stellringe und Keile.

Schmiedeeiserne Wellen.						Stellringe mit versenkten Schrauben.						Stellringe mit vorstehenden Schrauben.				Keil	
Durchm. der Wellen d	Gewicht von 1 lauf. m in kg	Werthe von $\frac{N}{n}$		Werthe von PR		Ring		Schrauben			Gewicht des Stellringes mit Schrauben	Ring		Schrauben		Breite $K=5+0,25d$	Höhe $k=0,6K$
									Kopf								
		schwere Wellen	leichte Wellen	schwere Wellen	leichte Wellen	Breite $b=10+0,3d$	Dicke $a_1=0,75b$	Dicke $s=5+0,1d$	Durchm.	Höhe		Breite $b=10+0,3d$	Dicke $a_1=0,6b$	Dicke	Gewicht		
30	5,50	0,0015	0,004	1074	2865	20	15	8	16	6	0,330	20	12	8	0,271	12	7
35	7,49	0,002	0,007	1432	5013						0,366				0,318	14	8
40	9,78	0,003	0,012	2149	8592	22	17	8	16	6	0,521	22	14	8	0,430	15	9
45	12,38	0,004	0,020	2865	14324						0,567				0,466	16	9
50	15,30	0,007	0,030	5013	21486	25	19	10	19	7	0,801	25	15	10	0,626	18	10
55	18,50	0,012	0,044	8592	31513						0,859				0,658	19	11
60	22,00	0,020	0,063	14324	45121	28	21	12	22	8	1,160	28	17	12	0,952	20	12
65	25,82	0,030	0,085	21486	60877						1,237				1,070	21	12
70	29,95	0,044	0,115	31513	82363	32	24	13	24	9	1,758	32	19	13	1,450	22	13
75	34,40	0,063	0,152	45121	108862						1,860				1,502	24	14
80	39,15	0,085	0,197	60877	141091	35	26	13	24	9	2,357	35	21	13	1,924	25	15
85	44,20	0,115	0,252	82363	180482						2,474				1,998	26	15
90	49,50	0,152	0,317	108862	227035	40	30	16	27	11	3,516	40	24	16	2,742	28	16
95	55,20	0,197	0,393	141091	281467						3,672				2,967	30	17
100	61,15	0,252	0,482	180482	345208	45	34	16	27	11	5,010	45	27	16	3,893	30	18
110	74,00	0,393	0,706	281467	505637						5,376				4,177	32	19
120	88,10	0,482	1,000	345208	716200	50	38	16	27	11	7,337	50	30	16	5,557	35	21
130	103,30	0,706	1,272	505637	911006						7,803				5,908	38	22
140	119,90	1,000	1,588	716200	1137326	55	42	20	33	14	10,277	55	33	20	7,721	40	24
150	137,60	1,272	1,953	911006	1398739						10,838				8,155	42	25
160	156,60	1,588	2,370	1137326	1697494	60	45	23	38	16	13,529	60	36	23	10,605	45	27
170	176,80	1,953	2,843	1398739	2036157						14,191				11,127	48	28
180	198,20	2,370	3,375	1697494	2417175	65	48	23	38	16	17,413	65	39	23	13,770	50	30
190	220,80	2,843	3,969	2036157	2836152						18,174				15,860	52	30
200	244,70	3,375	4,630	2417175	3316006	70	52	26	42	18	22,454	70	42	26	17,704	55	33
210	269,75	3,969	5,360	2836152	3838832						23,345				18,384	58	35
220	296,12	4,630	6,162	3316006	4413224	78	58	29	45	20	30,794	78	47	29	24,275	60	36
230	323,66	5,360	7,041	3838832	5042764						31,902				25,165	62	38
240	352,41	6,162	8,000	4413224	5729600	85	62	29	45	20	38,930	85	51	29	31,195	65	39
250	382,39	7,041	9,042	5042764	6490204						40,256				32,255	68	40
260	413,58	8,000	10,171	5729600	7284702	90	68	32	50	22	49,140	90	54	32	37,788	70	42
270	446,00	9,042	11,390	6490204	8157518						50,638				38,978	72	43
280	480,00	10,171	12,704	7284702	9108605	95	72	32	50	22	58,940	95	57	32	45,098	75	45
290	514,52	11,390	14,114	8157518	10108447						60,610				47,428	78	47
300	550,62	12,704	15,625	9108605	11191341	100	75	35	54	24	68,850	100	60	35	53,424	80	48
310	587,94	14,114	17,240	10108447	12347288						70,686				54,894	82	50
320	626,48	15,625	18,963	11191341	13581301	108	80	39	60	27	84,600	108	65	39	66,916	85	51
330	666,25	17,240	20,800	12347288	14896960						86,713				68,636	88	53
340	707,24	18,963	22,745	13581301	16289969	115	88	39	60	27	106,031	115	70	39	81,556	90	54
350	749,46	20,800	24,813	14896960	17771071						108,508				83,516	92	55

Die meisten der auf Torsion beanspruchten Wellen werden oft nicht unerheblich durch darauf befindliche Maschinentheile, einwirkende Zahndrücke u. s. w. gebogen und muss dann diese Beanspruchung auf Biegung neben der auf Torsion in Berücksichtigung gezogen werden.

Wenn M_d das in einem Querschnitt wirksame verdrehende, M_b das daselbst biegende Moment ist, so ergiebt sich das ideelle, beide ersetzende biegende nach:

$$(M_b)_i = {}^3/_8\, M_b + {}^5/_8 \sqrt{M_b^2 + M_d^2}.$$

Für praktische Berechnungen hinreichend genau kann man hierfür setzen:

wenn $M_b > M_d$: $(M_b)_i = 0{,}975\, M_b + 0{,}25\, M_d$ und wenn $M_d > M_b$: $(M_b)_i = 0{,}625\, M_b + 0{,}6\, M_d$.

Herstellungskosten der Wellen.

Das **Drehen** der Achsen und Wellen aus Walzeisen kostet:

$\mathfrak{Pf} = 50 + 0{,}85\, d + 0{,}0094\, d^2$ für 1 m Länge; d in mm.

Für Drehen ohne Schlichten und Poliren rechnet man $^1/_6$ des Preises weniger.

Für gusseiserne Wellen ist $^1/_3$ des berechneten Werthes abzuziehen.

Für geschmiedete Wellen und solche, die bedeutend unter 5 m Länge besitzen, mache man einen Zuschlag von $^1/_5$ bis $^1/_4$, für Stahlwellen rechne man das 1,4 fache des sich ergebenden Werthes.

Für jede Lagerstelle, jeden Anlauf oder Konus füge man hinzu: $\mathfrak{Pf} = -30 + 1{,}28\, d$.

3. Keile und Stellringe.

Die **Längskeile** (Stahl) dienen zur Befestigung von Maschinentheilen auf Achsen und Wellen. Man unterscheidet sie in Hohlkeile, Flachkeile und versenkte Keile (Fig. 151—153); erstere geben die geringste, letztere die meiste Sicherheit gegen die Verdrehung.

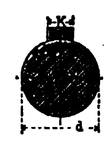


Fig. 151.

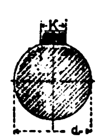


Fig. 152.

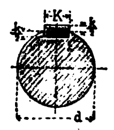


Fig. 153.

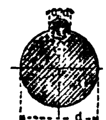


Fig. 154.

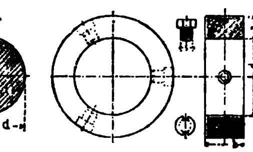


Fig. 155—158.

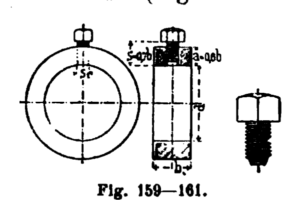


Fig. 159—161.

Man nehme ihre Breite $K = 0{,}25\, d + 5$ mm; ihre Dicke $k = 0{,}6\, K$, wobei d die Dicke der Achse oder Welle an der Befestigungsstelle bedeutet. Für sehr starke Wellen verwendet man anstatt eines mehrere von den berechneten, oder etwas kleineren Dimensionen. Warm aufgezogene Naben werden zuweilen durch cylindrische Keile gesichert (Fig. 154).

Stellringe verhüten die axiale Verschiebung der Wellen. Bezüglich ihrer Formen vergleiche man Fig. 155—158 und 159—161, hinsichtlich ihrer Grösse die Tabelle auf S. 21. Die versenkten Schrauben sind den vorstehenden stets vorzuziehen.

G. Wellen-Kupplungen.

Kupplungen dienen zur Verbindung der in einem Wellenstrang befindlichen Wellenstücke miteinander. Man unterscheidet vier Arten.

1. Feste Kupplungen.

Bei der Anwendung fester Kupplungen werden die Wellen stumpf aneinander gestossen, besser auf eine der angegebenen Weisen überblattet, zuweilen auch durch einen schwalbenschwanzförmigen Keil verbunden (Fig. 162—165).

Fig. 162—165.

Fig. 166—167.

Gebräuchlich, das Montiren und Demontiren der Wellen aber ziemlich erschwerend, ist die eintheilige **Muffenkupplung** (Fig. 166—167).

Die (versenkten) Klemm-Schrauben hindern die Verschiebung der Wellen, sind aber nicht durchaus nothwendig. Bezugseinheit der Muffenkupplung $\delta = 15 + 0{,}4\, d$.

Zweckmässiger sind die zweitheiligen **Scheibenkupplungen** (Fig. 168—171). Der vorspringende Theil

der einen Scheibe ist genau in die Ausbohrung der anderen einzupassen. Die zweite dieser Kupplungen kann als Riemenscheibe verwendet werden. Die Schrauben dienen meist als Mitnehmer, sind deshalb aus Stahl zu fertigen und genau einzupassen; ihr Vorspringen über den Rand ist stets zu vermeiden. Anzahl der Schrauben $i = 2 + \frac{d}{30}$.

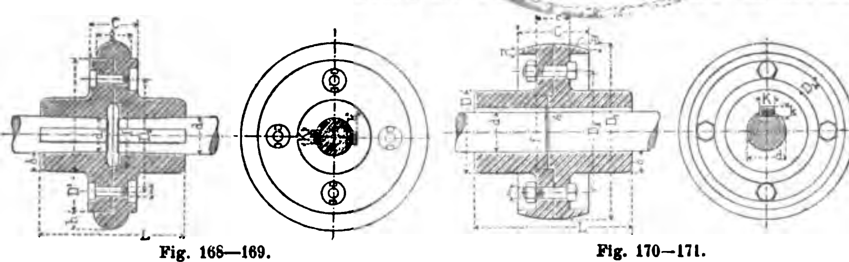


Fig. 166—169. Fig. 170—171.

Die einfachste der **Schalenkupplungen** (Fig. 172 bis 174) besteht aus zwei, etwas ineinander greifenden Platten; diese decken die beiden Längskeile; die Einfassungsscheiben überragen die Schrauben, sodass diese nicht vorspringen. Die Verschiebung verhindern kleine, in entsprechende Ausdrehungen der Wellenenden eingreifende Ansätze von der Breite und Höhe $J = 0{,}5\delta$, $i = 0{,}1\,\delta$.

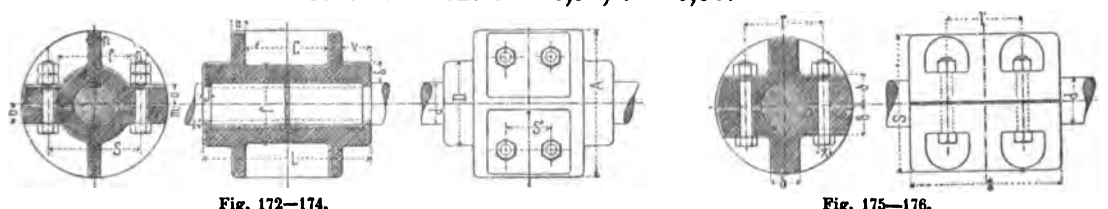


Fig. 172—174. Fig. 175—176.

Schalenkupplung nach Keller (Fig. 175—176). Die gesammte Kupplung bildet einen cylindrischen Körper, in welchem die Schrauben versenkt sind.

Sellers' Kupplung (Fig. 177—179). Die nach beiden Seiten konisch gedrehte Hülse umschliesst zwei ihr entsprechend abgedrehte, genau die Welle umschliessende geschlitzte Hülsen. Mittelst dreier Schrauben werden diese gegeneinander gezogen und angepresst.

Charlton-Kupplung von Cresson (Fig. 180—181). Die Befestigung der Wellenenden geschieht durch Einschrauben konischer Schrauben zwischen die beiden sich umschliessenden Cylinder, von denen der äussere dickwandigere geschlossen, der innere dünnere aber geschlitzt und deshalb zusammendrückbar ist.

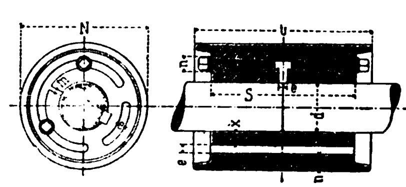


Fig. 177—179. Fig. 180—181.

2. Bewegliche Kupplungen.

Sie finden Verwendung bei besonders langen Transmissionen, wo auf Ausdehnungen durch Temperatureinflüsse Rücksicht zu nehmen ist, in anderer Ausführung dort, wo eine genaue Lagerung nicht als bleibend erwartet werden kann.

Für Längsbeweglichkeit eignet sich besonders die **Sharp'sche Kupplung** (Fig. 182—184), eine zweitheilige Schalenkupplung.

Fig. 182—184.

In der Querrichtung beweglich ist die **Oldham'sche** oder **Kreuzscheibenkupplung** (Fig. 185—186), aus zwei auf den Wellenenden aufgekeilten Scheiben und einem Mittelstück bestehend; die beiden um 90° versetzten prismatischen Federn des letzteren greifen in die sauber ausgearbeiteten Nuthen der Endstücke, in denen sie sich verschieben lassen.

Fig. 185—186. Fig. 187—189.

Der **Hook'sche Schlüssel** oder die **Kreuzgelenkkupplung** (Fig. 187—189) wird zur Verbindung nicht paralleler Wellen benutzt; der Axenwinkel ist zwischen ziemlich weiten Grenzen zu verändern; je kleiner derselbe wird, desto ungleichförmiger ist die Bewegungsübertragung.

3. Lösbare Kupplungen.

Ausrückkupplungen dienen zum zeitweisen Ausschliessen von Transmissionstheilen von der Bewegung der Hauptantriebswelle; Bedingung für dieselben ist, dass sie leicht und meistens bei ununterbrochenem Betriebe ein- und ausrückbar sind.

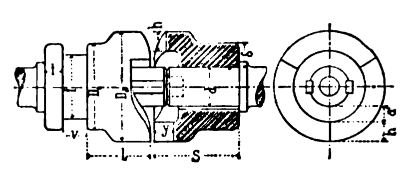


Fig. 190—191.

Die **Zahnkupplung** (Fig. 190—191) dient nur in einer Richtung zur Bewegungsübertragung; kleine Kupplungen erhalten 3 Zähne, grössere deren mehr nach der Formel $Z = 1 + \frac{d}{40}$, wobei d in mm.

Ein- und Ausrückung ohne Stoss, wie Bewegungsübertragung nach beiden Richtungen gestatten die zweckmässigeren, jedoch auch kostspieligeren Reibungskupplungen.

Reibungskupplung von Ramsbottom, zugleich Sicherheitskupplung (Fig. 192—193). Die eine Scheibe wird nur so fest in den mit Holz belegten Hohlring eingepresst, als dem Maximum der übertragenen Kraft entspricht. An Stelle des Holzbelages können auch Lederscheiben eingelegt werden.

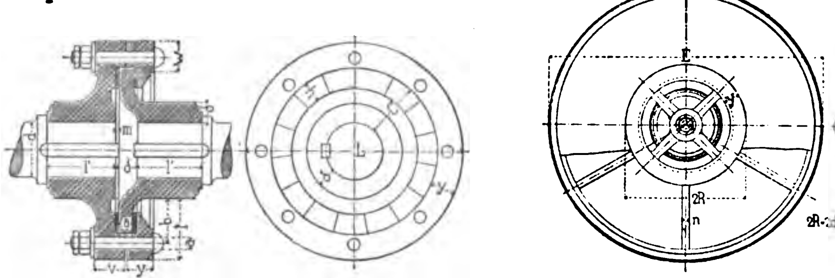


Fig. 192—193. Fig. 194—195.

Reibungskupplung von Reuleaux (Fig. 194—195). Die Kegelmantelflächen sind um 10° gegen die Achse geneigt und werden zum Zweck des Zusammenkuppelns mittelst Handrades und Schraube oder durch Ausrückhebel zusammengeschoben.

Für grössere Kräfte eignet sich vortheilhafter die Reibungskupplung mittelst Riffelscheiben (Fig. 196—198). Der zweiseitige Anzug der kreisförmig gestalteten Rinnen beträgt etwa 20°. Dieselben sind im Grunde unterschnitten, damit die Scheiben nach entstandener Abnutzung gut zusammenrücken können. Beifolgende Anordnung der Ausrückung (von G. A. Biffar in Fratte construirt) ist empfehlenswerth. Durch Drehen der Schneckenwelle mittelst Handrades versetzt man ein Schneckenrad in Bewegung, wobei zwei in die Welle des letzteren eingeschnittene Schrauben mit Rechts- bez. Linksgewinde mit rotiren. Zwei durch sie verschiebbare Messingmuttern greifen mit Bolzen in die Schlitze der gegabelten Hebel, die um ihren oberen Punkt drehbar sind, verschieben sie und mittelst je zweier in denselben befestigten Stahlstiften die Kupplungsscheiben, welche auf ihren in Consollagern liegenden Wellen mittelst Nuth und Feder verschiebbar sind. Die Anordnung hat den grossen Vorzug, keinerlei seitlichen Zapfendruck zu erzeugen.

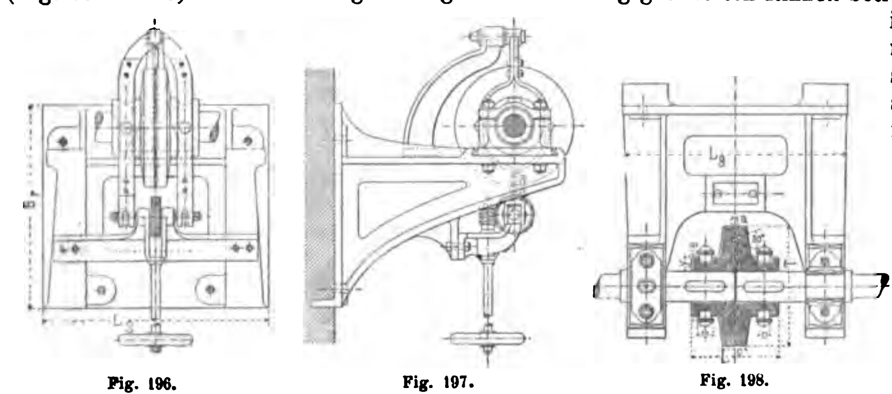


Fig. 196. Fig. 197. Fig. 198.

Zur Berechnung der Anpressungskraft Q gilt, wenn R den mittleren Halbmesser des Kegels (bei der Kegelkupplung) oder den Abstand des Angriffschwerpunktes der reibenden Flächen (bei der Riffelscheibenkupplung), P die Umfangskraft, PR das von der Welle übertragene statische Moment, μ den

Anzugswinkel (nicht unter 10⁰), f den Reibungscoëfficient (Eisen auf Eisen etwa 0,15) bezeichnet, folgende Formel:

$$Q = \frac{P \sin \alpha}{f} = \frac{PR}{R} \cdot \frac{\sin \alpha}{f}.$$

4. Kraftmaschinenkupplungen.

Man verwendet dieselben da, wo mehrere Motoren ihre Kraft gleichzeitig auf eine Transmission übertragen. Da diese nicht mit stets gleichbleibender Geschwindigkeit umlaufen, so bedarf man, um ein Schleppen der einen Maschine zu verhüten, solcher Kupplungen, die sich selbstthätig aus- und einrücken, je nachdem die Geschwindigkeiten gleich oder ungleich sind. Hierher gehören

Die **Kraftmaschinenkupplung** von Uhlhorn (Fig. 199—200). In die Zahnlücken des Hohlsperrrades legen sich die von Federn beeinflussten und am anderen Kupplungstheil angebrachten Mitnehmer, sobald dieser Theil schneller zu laufen beginnt, als der auf der anderen Welle befestigte. Im entgegengesetzten Falle legen sich die Sperrklinken in Aussparungen des letzterwähnten Theiles, während die am anderen angebrachten Federn über sie hingleiten. Die Drehzapfen der Sperrklinken sind als Halbzapfen ausgeführt.

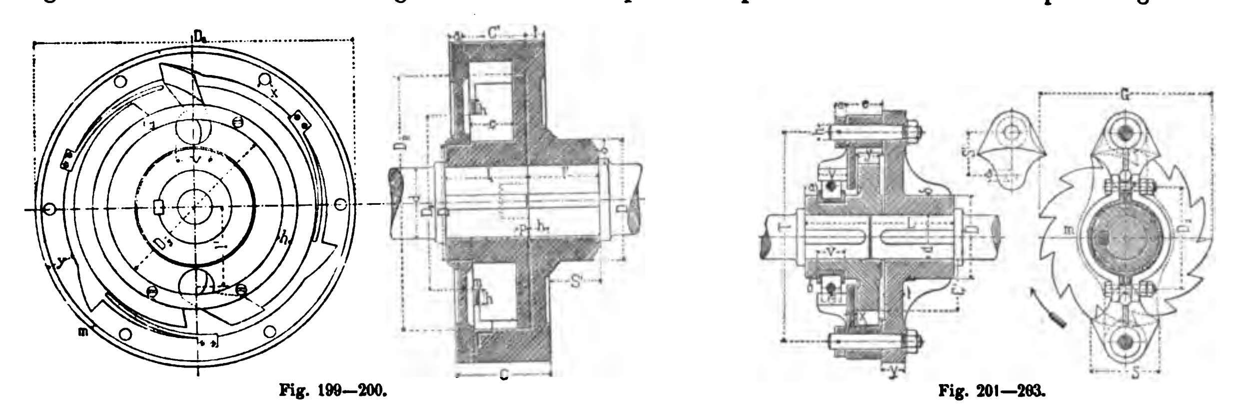


Fig. 199—200. Fig. 201—203.

Aelter ist die noch vielfach verwendete Motorenkupplung von Pouyer-Quertier. Die Anordnung Fig. 201—203 ist zu wählen, wenn nur eine solche Kupplung angebracht und die Bewegung von jedem der zusammenwirkenden Motoren auf eine besondere Welle übertragen wird. Eine dieser Wellen trägt das Sperrrad, welches beständig mit ihr umläuft, wenn auch die andere stillsteht oder sich langsamer dreht. Dieser letzteren ist das zweiarmige Kupplungsstück aufgekeilt, welches an Stahlzapfen drehbare Sperrklinken trägt, deren eine bei entsprechender Drehung in die Zähne des Sperrrades eingreift, und dies geschieht, sobald diese Welle schneller als die erstgenannte zu laufen beginnt. Alsdann werden die Sperrklinken durch das Bremsband aufgehalten, und eine legt sich in die zunächst liegende Zahnlücke. Läuft jene Welle, welche das Sperrrad trägt, schneller, so eilt letzteres vor, das Bremsband wird im ersten Moment folgen und die Sperrklinke auslösen, bis sich der Anschlag an die Arme legt; dann wird das Bremsband durch die jetzt feststehenden Klinken aufgehalten und das Sperrrad vermag unter denselben wegzugleiten.

Die Fig. 204—206 geben eine einfache **Motorenkupplung** von Riedinger in Augsburg, welche das Ein- und Ausrücken eines jeden der zwei zusammenwirkenden Motoren während des Ganges gestattet.

Der Antrieb der schmiedeeisernen Welle geschieht an beliebiger Stelle, rechts von der Figur, derjenige der über jene geschobenen gusseisernen durch ein in der Mitte aufgekeiltes Rad. Diese hohle Welle trägt am Ende eine Klauenkupplungshälfte, während die andere Hälfte mit Nuth und Feder auf der dünneren Welle verschiebbar ist. Die innere Welle ist mit der Transmissionswelle (rechte Seite der Figur) zusammengestossen und hat eine festsitzende Klauenkupplungshälfte zu tragen, während jene eine bewegliche trägt.

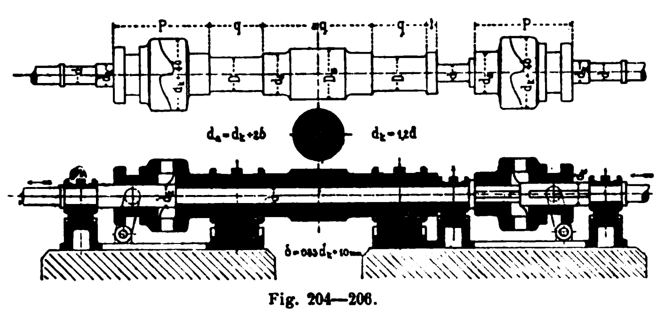


Fig. 204—206.

Soll mit dem einen Motor (Turbine) allein gearbeitet werden, so ist die rechtseitige Kupplung ein-, die linkseitige auszurücken und die hohle Welle mit Rad bleibt ruhig stehen.

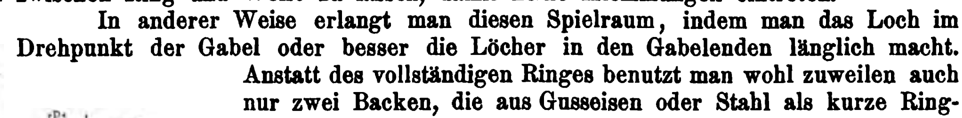
Bei der alleinigen Arbeit der anderen Maschine wird die linkseitige Kupplung eingerückt, die rechtseitige gelöst, und so die Bewegung der hohlen Welle auf die massive übertragen.

Die Vereinung der Wirkungen beider Motoren erfolgt durch Einrücken beider Kupplungen; das Ausrücken des einen bei zu langsamem Gange geschieht selbstthätig. Bezugseinheit: $\delta = 0{,}35\,d_k + 10$ mm; $d_k = 1{,}2\,d$; $P = 9{,}3\,\delta$; $q = 6\,\delta$; $t = 0{,}9\,\delta$; $d_a = d_k + 2\,\delta$; $D = d + 2\,\delta$; $D_s = d + 4\,d$.

5. Ausrückungen.

Ausrückkupplungen, welche nicht, wie die in Fig. 194—195 gegebene, mittelst Schrauben auf ihren Wellen verschoben werden können, bedürfen zu ihrer Ein- und Ausrückung besonderer Vorrichtungen, der **Ausrückgabeln** oder **Ausrückhebel**.

Bei der Anordnung Fig. 207—208 ist in die ringförmige Nuth der Kupplung ein zweitheiliger Ring eingelegt. An den cylindrischen Theilen der eingeschraubten Stahlschrauben fassen die Augen der Gabel an. Für den Ausschlag, bezüglich die hierbei bewirkte Verkürzung der Gabel in den äussersten Stellungen ist der nöthige Spielraum zwischen Ring und Welle zu lassen, damit keine Klemmungen eintreten.



In anderer Weise erlangt man diesen Spielraum, indem man das Loch im Drehpunkt der Gabel oder besser die Löcher in den Gabelenden länglich macht. Anstatt des vollständigen Ringes benutzt man wohl zuweilen auch nur zwei Backen, die aus Gusseisen oder Stahl als kurze Ringtheile gebildet sind.

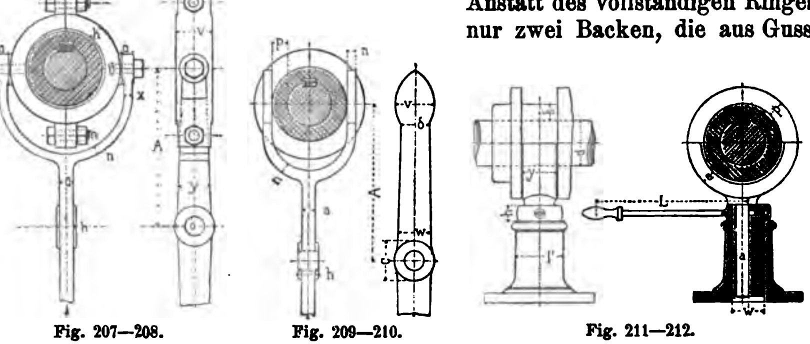


Fig. 207—208. Fig. 209—210. Fig. 211—212.

Bei sehr einfachen Anordnungen greift die Gabel direct in die Nuth ein; die blattartig gestalteten Gabelenden sind zu härten (Fig. 209—210).

Für starke Transmissionen setzt man an die Stelle der Gabel Hebel, die auf gemeinschaftlicher Welle sitzen. Die verwendeten gusseisernen Backen tragen zuweilen Schmiergefässe.

Bei nur geringer Verschiebung, wie sie bei Frictionskupplungen verlangt wird, eignet sich die Construction Fig. 211—212. Die cylindrische Verlängerung des Halbringes sitzt excentrisch und drehbar in einem Zapfen, der mittelst Handhebels in einem entsprechenden Gestelle gedreht werden kann.

Tabelle über Dimensionen der Ausrückungen und Kupplungen.

Nr.		0,9d	1,2d	0,35d + 10 mm	$d+1{,}5\delta$	$d+2\delta$	$d+2{,}3\delta$	$d+2{,}8\delta$	$d+4\delta$	$d+6\delta$	$d+6{,}6\delta$	$d+7\delta$	$d+8{,}4\delta$	$d+10\delta$	0,2δ	0,25δ	0,4δ	0,5δ	0,6δ	0,66δ	0,7δ
	d	d_1	d_k	δ	f	D	N	D_2	D_s	D'	G	$D_1=D_c$	T	Da	m	e	x	$r=n$	a	a'	p
1	30 35	27 31	36 42	21	62	75	78	98	115	156	168	180	206	240	4	5	8	10	13	14	15
2	40 45	36 40	48 54	25	78	95	97	110	140	190	205	215	250	290	5	6	10	12	15	16	17
3	50 55	45 50	60 66	28	92	110	114	128	165	218	235	250	285	330	5	7	11	14	17	18	20
4	60 65	54 59	72 78	32	108	125	134	150	190	252	272	285	330	380	6	8	13	16	19	21	22
5	70 75	63 67	84 90	35	122	145	156	168	210	280	301	315	364	420	7	9	14	18	21	23	24
6	80 85	72 76	96 102	40	140	160	172	192	240	320	344	360	416	480	8	10	16	20	24	26	28
7	90 95	81 85	108 114	45	158	180	194	216	270	360	387	405	468	540	9	11	18	23	27	30	31
8	100 110	90 99	120 132	50	175	200	215	240	300	400	430	450	520	600	10	12	20	25	30	33	35
9	120 130	108 117	144 156	55	200	230	246	274	340	450	483	505	582	670	11	14	22	28	33	36	38
10	140 150	126 135	168 180	60	230	260	278	308	380	500	536	560	644	740	12	15	24	30	36	40	42
11	160 170	144 153	192 204	65	260	290	310	342	420	550	589	615	706	810	13	16	26	33	40	43	45
12	180 190 200	162 171 180	216 228 240	70	300	330	350	386	470	610	652	680	780	890	14	18	28	35	45	50	49

Gewichte der Kupplungen.

Nr.	Scheiben-kupplungen	Schalen-kupplungen	Sellers'sche Kupplungen	Hook'sche Schlüssel	Zahn-kupplungen	Muffen-kupplungen
1	8,9 8,7	9,07 8,82	9,6 9,4	14,52 14,23	9,2 8,9	6,93 6,63
2	18,5 18,0	14,92 14,50	15,8 15,4	25,16 24,69	16,4 15,8	10,13 9,69
3	25,5 24,5	21,91 21,34	21,5 20,9	38,95 38,09	23,7 22,9	16,34 15,68
4	37,7 36,9	32,52 31,74	31,6 30,7	57,59 56,65	36,0 35,0	21,72 20,88
5	50,5 49,5	43,65 42,66	40,5 39,4	84,30 83,15	48,0 46,8	30,46 29,40
6	75,0 73,6	64,60 63,34	60,8 59,5	113,56 112,09	71,0 69,3	42,68 41,33
7	106,2 104,3	93,31 91,58	86,2 85,0	160,06 158,19	103,1 101,0	55,97 54,35
8	145,5 141,4	129,57 125,51	118,5 115,0	214,10 209,35	139,2 133,9	73,88 69,88
9	213,0 207,7	172,38 166,29	154,7 150,0	— —	193,0 186,0	106,05 100,62
10	268,0 261,4	226,05 219,35	193,9 188,0	— —	221,2 212,3	157,00 150,00
11	348,3 340,0	291,0 283,5	240,8 233,5	— —	342,0 331,0	208,66 199,70
12	532,3 521,5 510,3	430 423 415	372,2 362,6 352,5	— — —	543,8 529,6 514,7	319,00 307,50 296,00

Dimensionen und Gewichte der Muffenkupplungen.

Nr.	Wellen-durchmesser d	δ $15+0,4\delta$	D $d+2\delta$	L 6δ	S $1,5\delta$	s $5+0,15\delta$
1	30 35	28	90	170	40	8
2	40 45	32	105	190	50	10
3	50 55	36	125	220	55	10
4	60 65	40	140	240	60	12
5	70 75	44	160	260	65	12
6	80 85	48	180	290	70	13
7	90 95	52	200	310	80	13
8	100 110	57	220	340	90	13
9	120 130	65	250	390	100	16
10	140 150	72	290	430	110	16
11	160 170	80	320	480	120	16
12	180 190 200	90	370	540	135	20

(Mit Ausnahme der Muffenkupplung und der Motorenkupplung von Riedinger.)

$0,75\delta$	$0,9\delta$	$1,1\delta$	$1,2d$	$1,4\delta$	$1,5\delta$	$1,6\delta$	$1,8\delta$	2δ	$2,2\delta$	$2,5\delta$	3δ	$3,5\delta$	4δ	$4,4\delta$	$5,5\delta$	$5,6\delta$	6δ	7δ	8δ	$10,4\delta$	$11,4\delta$	21δ
h	t	o	y	v	w	z	c	b	S'	C'	l'	l_1	C	S	g	u	q	A	L	B	F	E
16	19	22	25	29	31	34	38	42	46	52	63	75	85	90	115	118	126	147	168	218	239	441
19	23	27	30	35	38	40	45	50	55	62	75	88	100	110	138	140	150	175	200	260	285	525
21	25	30	34	39	42	45	50	56	62	70	84	100	115	125	154	156	168	196	224	291	319	588
24	29	35	38	45	48	51	58	64	70	80	96	112	130	145	176	180	192	224	256	333	301	672
27	32	40	42	49	52	56	63	70	77	88	105	122	140	155	192	196	210	245	280	364	400	735
30	36	45	48	56	60	64	72	80	88	100	120	140	160	180	220	224	240	280	320	416	456	840
34	40	50	54	63	68	72	81	90	99	112	135	158	180	200	248	252	270	315	360	468	512	945
37	45	55	60	70	75	80	90	100	110	125	150	175	200	220	275	280	300	350	400	520	570	1050
38	50	60	66	77	82	88	99	110	121	138	165	192	220	240	302	308	330	385	440	572	627	1155
45	54	65	72	84	90	96	108	120	132	150	180	210	240	265	330	336	360	420	480	624	684	1260
49	60	70	78	91	98	104	117	130	143	162	195	228	260	290	358	364	390	455	520	676	740	1365
52	63	80	84	98	105	112	126	140	154	175	210	262	280	310	385	392	420	490	560	728	798	1470

6. Herstellungskosten der Kupplungen.

Ausbohren, Drehen und Poliren
einer gewöhnlichen Muffenkupplung kostet: $\mathfrak{H} = -10 + 3{,}02\,d$,
einer Scheibenkupplung: $\mathfrak{H} = -60 + 3{,}75\,d$.

Für die anderen Kupplungen ist es wegen Verschiedenheit der Ausführungen unräthlich, bestimmte Berechnungsformeln aufzustellen.

H. Lager.

Die Lager bilden diejenigen Constructionstheile, welche zum Tragen und Stützen der Zapfen von Achsen und Wellen bestimmt sind. Bei vollständig ausgebildeten Lagern finden sich folgende Theile: die Schalen, zumeist aus harter und politurfähiger Metallcomposition bestehend; der aus Gusseisen hergestellte Lagerkörper (Rumpf und Deckel); ferner die gusseiserne Fundamentplatte und endlich Verbindungstheile (Schrauben, Keile). Bei vereinfachten und deshalb unvollkommeneren Constructionen fehlt der eine oder andere dieser genannten Bestandtheile.

Die Grösse der Lager richtet sich nach dem Durchmesser d der Zapfen, welche sie stützen sollen; doch verwendet man nicht für jeden Zapfen ein besonderes Lager, sondern giebt — um mit einer geringen Anzahl Modellen ausreichen zu können — den Zapfen von nicht allzugrosser Durchmesserdifferenz das gleiche Lager und stellt nur die Bohrung der Schalen verschieden her. (Vergl. die folgenden Tabellen.) Die Abmessungen werden nach gewissen, der Praxis entnommenen Verhältnisswerthen ausgeführt, wobei meist der Lagerschalendurchmesser als Bezugseinheit gewählt wird.

Bei der Construction der Lager ist nicht allein die Stabilität und Festigkeit maassgebend, sondern in viel höherem Grade der Umstand, dass dieselben entsprechend ihrer Masse und ihrem Gewichte Vibrationen aufnehmen und nur wenig oder gar nicht weiterleiten. Aus diesem Grunde giebt man Zapfen, welche rasch laufen, Erschütterungen und Stösse auszuhalten haben, schwere Lager, solchen, die ruhig gehen, leichtere; aus gleichem Grunde bedürfen Wellzapfen von starken Dimensionen (etwa von 120 mm aufwärts) leichterer Lager, da sie stets einen langsamen und dabei ruhigen Gang aufweisen.

Die an Lager zu stellenden Forderungen sind: sichere Führung der Welle, Vermeidung der raschen Abnutzung, bequemes Nachstellen nach der Abnutzung, zuverlässige und hinreichende Schmierung. Sämmtliche Lager, deren neueste und zweckmässigste Anordnungen meist von amerikanischen Constructeuren herrühren, theilt man in Traglager oder Lager für Tragzapfen und in Stützlager oder Stützzapfenlager.

1. Lager für Tragzapfen.

Hauptregel für deren Construction und Anordnung ist, dass die herrschenden Drücke in die Lagerschale gerichtet seien und die Schalenfugen ganz oder nahezu senkrecht zur Richtung des Zapfendruckes angeordnet werden.

Lagerschalen. Die hierzu verwendeten Materialien sind hauptsächlich Bronze, Weissmetall oder ähnliche Compositionen, zuweilen auch Pockholz und Gusseisen. Wohlbewährte Recepte für Lagermetallcompositionen sind (die Verhältnisszahlen geben Gewichtstheile an):

Für Weissmetall (nach v. Reiche): 8 Kupfer, 80 Zinn, 12 Antimon, oder (nach Mittheilung des Engineering) 30 Kupfer, 70 Antimon.

Für Rothguss (nach v. Reiche): 83 Kupfer, 4 Zink, 9 Zinn, 4 Blei; (nach anderer Angabe): 83 Kupfer, 15 Zinn, 1,5 Zink, 0,5 Blei.

Gusseisen benutzt man in neuerer Zeit häufiger zu Lagerschalen, macht letztere dann sehr lang, damit der Flächendruck gering werde und sich immer eine Oelschicht zwischen Welle und Schale erhalten kann, welche die Abnutzung auf ein Minimum herabzieht.

Eine Härtung der Gussschalen ist zuweilen rathsam und bedient man sich hierzu einer Mischung von 10 Gewichtstheilen Wasser, 1,08 Gewichtsth. Schwefelsäure und 0,065 Gewichtsth. Salpetersäure. Das zu härtende Gussstück wird kirschrothwarm gemacht und ist beim Erhitzen jede Oxydation desselben zu verhüten.

Es müssen die Lagerschalen genau in den Lagerkörper eingepasst und gegen die Möglichkeit des Umschleppens versichert werden. Dies erreicht man durch die aus folgenden Fig. 213—220 ersichtlichen Schalenconstructionen.

Wo das Einpassen von Hand geschieht, ist die Anwendung von Lagerschalen mit achteckigen äusseren Arbeitsflächen empfehlenswerth (Fig. 213—214). Sie sollen mit diesen Flächen genau anliegen und müssen immer genau in der Position erhalten werden, für welche sie eingepasst sind. Für die Einpassung mittelst Maschinen eignet sich sehr wohl die Anwendung kurzer Schildzapfen, welche cylindrisch abgedreht und in die genau gebohrten Löcher des Lagerkörpers und Deckels eingesetzt werden (Fig. 215 u. 216). Die konische Gestalt der Schildzapfen ist verwerflich.

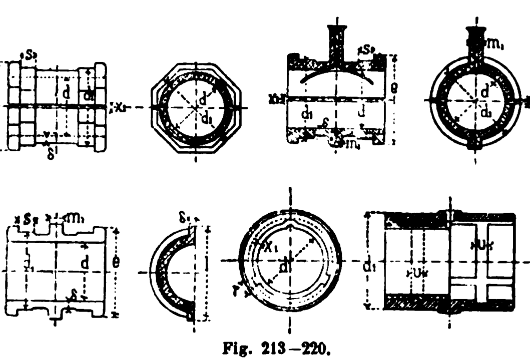
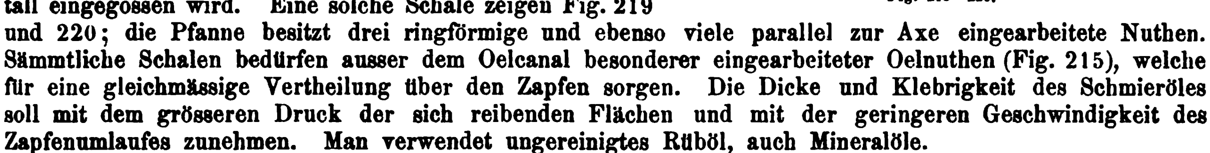


Fig. 213—220.

Zuweilen findet man auch den oberen Schildzapfen bis zur Aussenseite des Deckels verlängert und daselbst vernietet; in ihm ist zugleich der Oelcanal ausgespart.

Die Lagerschale Fig. 217—218 besitzt zwei seitliche Lappen, welche durch Hand in die entsprechenden Vertiefungen einzupassen sind.

Weissmetallene Schalen werden so hergestellt, dass in gusseiserne oder bronzene Pfannen das leichtflüssige Metall eingegossen wird. Eine solche Schale zeigen Fig. 219 und 220; die Pfanne besitzt drei ringförmige und ebenso viele parallel zur Axe eingearbeitete Nuthen. Sämmtliche Schalen bedürfen ausser dem Oelcanal besonderer eingearbeiteter Oelnuthen (Fig. 215), welche für eine gleichmässige Vertheilung über den Zapfen sorgen. Die Dicke und Klebrigkeit des Schmieröles soll mit dem grösseren Druck der sich reibenden Flächen und mit der geringeren Geschwindigkeit des Zapfenumlaufes zunehmen. Man verwendet ungereinigtes Rüböl, auch Mineralöle.



a. Stehlager.

Das einfache Stehlager (Fig. 221—224) verwendet man für Wellen von 30—120 mm Durchmesser. Der Lagerdeckel greift — wie dies immer der Fall sein sollte — in den Lagerrumpf ein, um die Schrauben vor seitlich wirkenden Kräften zu bewahren, und ist mit Arbeitsleisten, selten mit vollen Flächen in jenen eingepasst. Die Deckelschrauben haben im Lagerrumpf versenkte viereckige Köpfe. Der Lagerkörper steht auf einer im Fundament vergossenen und verschraubten Fundamentplatte und ist am zweckmässigsten durch Fundamentanker (Fussschrauben) von den Formen der Fig. 79 u. 84 darauf befestigt, welche man bei festliegender Fundamentplatte einbringen und auswechseln kann. Die allseitige Verschiebung zum Zweck der genauen Einstellung des Lagers gestatten die unter rechtem Winkel sich kreuzenden Langlöcher in Fundamentplatte und Lager. Etwa auftretende, auf Abscherung wirkende Kräfte nehmen an der Fundamentplatte angegossene Nasen auf, wenn nach der Montirung zwischen sie und den Lagerkörper Stahlkeile eingetrieben werden. Die Lagersohle ruht mit ihren Arbeitsleisten auf entsprechenden der Fundamentplatte, welche ihrerseits mit platter oder ebenfalls mit Arbeitsleisten versehener Grundfläche auf dem Fundament liegt. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ m.

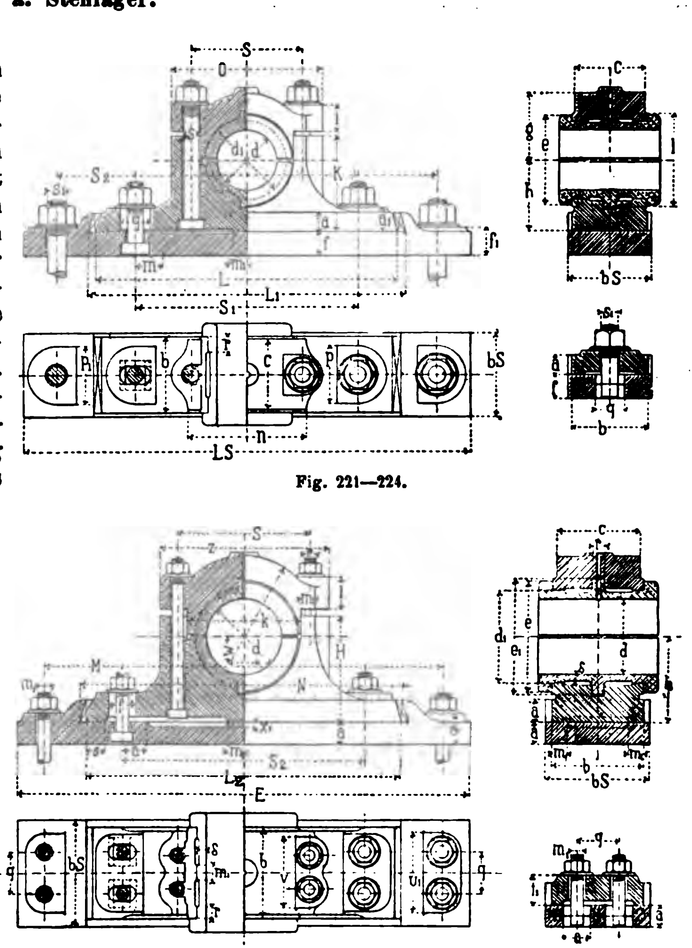


Fig. 221—224.

Fig. 225—228.

Grosses Stehlager (Fig. 225—228), mit je vier Deckel- und Fussschrauben. Es ist für die Fälle construirt, wo Wellen besonderen Stössen und Erschütterungen ausgesetzt sind, oder für besonders kräftige

Wellen (von 120—300 mm Durchmesser). Bei Kurbellagern und solchen, die rüttelnden Bewegungen ausgesetzt sind, ist es rathsam, den Deckelschrauben eine Sicherung (durch Gegenmuttern) zu geben. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Kugelzapfenlager gewähren der gestützten Welle eine bedeutende Beweglichkeit. Eine gewisse Drehfähigkeit der Lagerschalen ist unter vielen Umständen dem starren Festliegen derselben vorzuziehen, ndem durch sie die Folgen ungenauer Aufstellung (wie die Reibung infolge von Klemmungen) möglichst vermindert werden. Viele der folgenden Constructionen genügen dieser Forderung.

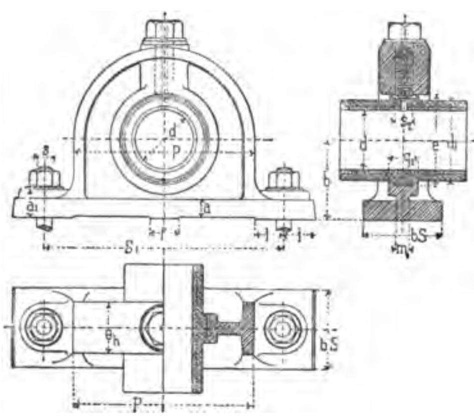


Fig. 229—231.

Das geschlossene Lager mit beweglicher Schale (Schönherr'sches Lager mit geringer Modification der Sohlplatte) besteht aus einem ringförmigen Lagergehäuse von I förmigem Querschnitte (Fig. 229—231). Die innere Nerve des Ringes, fast um die Hälfte schmäler als die äussere, ist genau cylindrisch ausgedreht. In diese legt sich die mit einer wulstartigen, einen Kugelabschnitt bildenden Verdickung versehene Lagerschale ein, die allseitig bearbeitet und mit Composition ausgegossen wird. Die Vertiefung, in welche die Stellschraube eingreift, muss, um eine gewisse Beweglichkeit gestatten zu können, weiter sein als das konische Ende der Stellschraube, welche letztere mit ihrer Durchbohrung die Oeleinführung übernimmt. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Die erwähnte Beweglichkeit der Lagerschalen besitzen noch in weit höherem Grade die rühmlichst bekannten Lager den Maschinenfabrik von W. Sellers & Comp. in Philadelphia. Dieselben erfordern bei ihren verhältnissmässig schwachen Formen einen vorzüglichen Guss und zu ihrer exacten Herstellung gute Werkzeugmaschinen, sind daher nur mit Vortheil durch Massenproduction herstellbar.

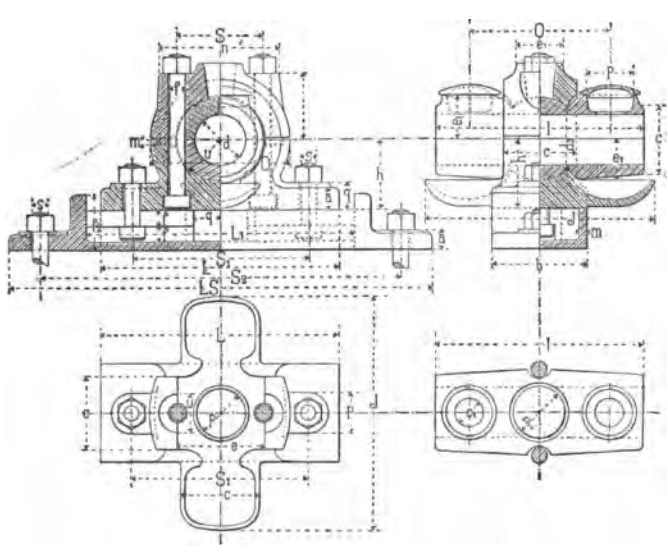


Fig. 232—235.

Stehlager von Sellers (Fig. 232—235). Seine Sohlplatte ist an der unteren Fläche geschlossen und eben; in einen Schlitz derselben, der durch zwei in der Längsrichtung des Lagers laufende Vorsprünge gebildet wird und in der Mitte zum Einbringen der Fussschrauben eine geeignete Unterbrechung hat, werden diese letzteren mit ihren Köpfen eingeschoben und gehalten. Der Lagerkörper besteht aus einem zweitheiligen Ringe, an dessen unteres Ende die Fussplatte angegossen ist. Die obere Hälfte des Ringes (der Lagerdeckel) legt sich fest in die untere ein, indem zwei halbkreisförmige Vorsprünge, welche ihr Centrum je im Schraubenmittel haben, in genau gearbeitete Vertiefungen eingreifen. Den festen und soliden Zusammenhalt bewirken zwei Schrauben. In die kugelförmige Höhlung legt sich die mit genau passenden Kugelflächen versehene zweitheilige Lagerschale, deren Hälften theils durch den Zapfen, welchen sie aufnehmen, theils durch das einschliessende Gehäuse gehalten werden.

Die Lagerschalen bilden eine lange Röhre (Länge 4—5 d) und sind flach aufeinander gelegt. Man macht sie in allen Fällen aus Gusseisen, das sich bei der grossen Auflagefläche und bei guter Schmierung vortrefflich bewährt hat. Zur Schmierung der Schalen sowie der Kugelflächen wird von der Mitte aus Oel zugeführt; in die Talgbüchsen an beiden Schalenenden bringt man ein consistentes Gemenge von Talg und Oel, welches bei etwaigem Warmlaufen des Lagers schmilzt und so jedes Anfressen verhütet. Zum Auffangen des Oeles dienen schalenförmige Vorsprünge am Fuss des Lagerkörpers. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 15$ mm.

Stehlager mit Holzschalen (Fig. 236—239). Wo eine sorgfältige Behandlung nicht zu erwarten ist, sowie bei Anwendung der Wasserschmierung verwendet man Lagerschalen aus Guajack- oder Pockholz, welches eine geringe Reibung giebt und sich ausserordentlich dauerhaft erweist. Die linke Seite der Fig. 236 zeigt die Werner'sche Anordnung mit schwalbenschwanzförmigen eingesetzten Pockholzschalen,

welche ein genaues Einpassen erfordern. Etwas leichter und einfacher ist die Einpassung der Schalen in das kastenförmige Gehäuse bei der anderen Construction (Fig. 236—237). Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

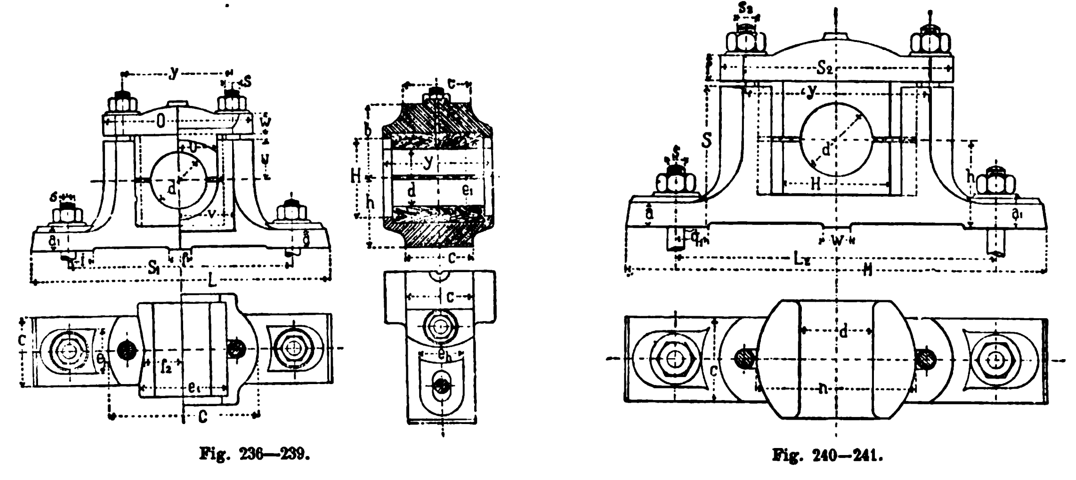


Fig. 236—239. Fig. 240—241.

Bei Anwendung von Pockholzschalen empfiehlt sich auch die Construction, die zuerst in England angewendet und durch v. Reiche in Deutschland bekannt wurde, eine Construction, die bei Anwendung von Metallschalen kaum eine Zukunft haben wird.

Stehlager mit Holzschalen nach v. Reiche (Fig. 240—241). Die cylindrische Aussenform der Lagerschalen ist nicht conaxial zur Bohrung, vielmehr senkrecht zu ihr gestellt, sodass sich dementsprechend die Schalen um eine Axe senkrecht zur Wellenaxe drehen können. Die cylindrische Form ist hier leicht herzustellen, die Schwierigkeit des Einpassens fällt weg; endlich ist die Möglichkeit geboten, nach erfolgtem Auslaufen der Schalen durch Unterlegen von Papier- oder Blechstreifen das Zapfenmittel wieder auf die ursprüngliche Höhe bringen zu können. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Werden Transmissionswellen durch Mauern von Gebäuden hindurchgeführt, so bringt man in den hierzu erforderlichen Aussparungen Mauerkasten (Fig. 242 und 243) an, und in ihnen Stehlager von beliebigen Formen.

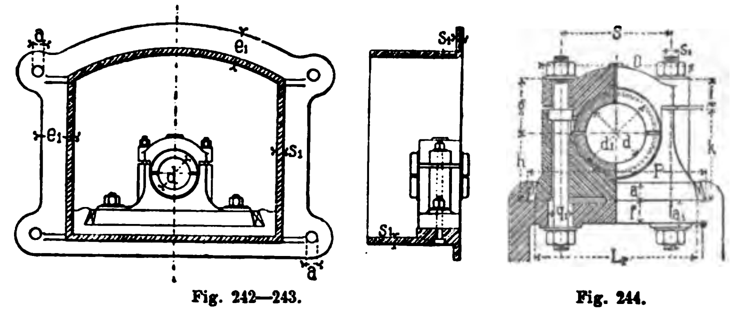


Fig. 242—243. Fig. 244.

Wo für die Längendimension der nach gewöhnlicher Art construirten Lager kein Raum vorhanden ist, wird der Lagerfuss abgekürzt, die Fussschrauben fallen fort und es entsteht das Rumpflager in der durch Fig. 244 abgebildeten Form. Die Deckelschrauben übernehmen zugleich die Stelle der Fussschrauben; sie erhalten an beiden Enden Schraubengewinde und zwischen diesen je einen viereckigen Bund, welcher den Zusammenhang zwischen Fundament und Rumpf erhält, auch wenn die Deckelmuttern gelöst werden. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Zuweilen ist es nicht statthaft, das Fundament soweit zu erhöhen, dass eins der aufgeführten Stehlager verwendbar wäre. Man muss dann zu einem der erhöhten Lager oder zu einem der Bocklager seine Zuflucht nehmen, wie solche in den nebenstehenden Figuren abgebildet sind.

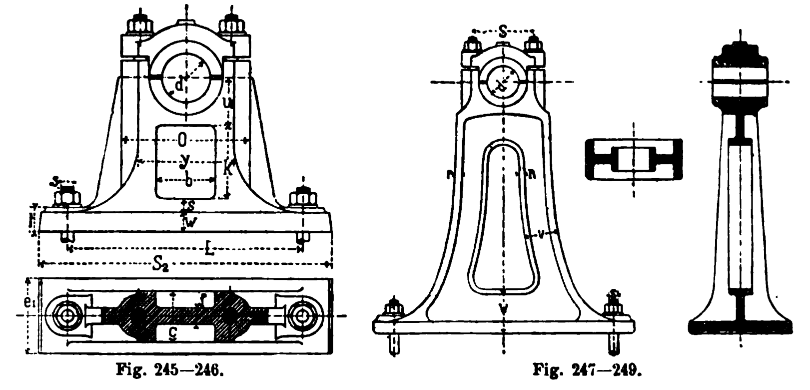


Fig. 245—246. Fig. 247—249.

Erhöhtes Stehlager (Fig. 245—246). Dasselbe lässt sich in drei Modificationen ausführen und zwar mit Aussparung und voller Grundplatte (in welchem Falle die Deckelschrauben mit Querkeilen in dem Lagerkörper befestigt werden) oder mit U förmigem Querschnitt, wobei die Grundplatte ebenfalls voll,

die eine Stirnwand weggenommen und die andere ohne Aussparung ausgeführt wird, oder endlich als vollständige Hohlgussform mit vollen Stirnwänden und ausgenommener Grundplatte. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Bocklager (Fig. 247—249) nennt man diejenigen Stehlager, bei denen das Lagerschalmittel über $4-5\,d$ von der Sohle absteht. Der Rippenguss war für den Bock der früher am meisten gebräuchliche; neuerdings verwendet man, um glatte Stirnwände zu erhalten, auch hier Guss von U förmigem Querschnitt oder Hohlguss. Man befestigt die Deckelschrauben mittelst Querkeile im Rumpf oder schraubt sie ein (das Eingiessen ist nicht zu empfehlen). Die Anzahl der Fussschrauben soll nicht unter vier betragen. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

b. Consollager.

Während die Stehlager stets auf horizontalliegender Unterlage aufruhen, finden die Consollager ihre Befestigung an verticalgerichteten. Der eigentliche Lagerkörper gleicht dem des Stehlagers oder dem Rumpflager. Er findet sich angegossen oder angeschraubt an dem Träger (Consol), welcher mit der Wandplatte zusammengegossen ist. Letztere ist gewöhnlich mit 4 Schrauben, die durch die Wand reichen und unter den Köpfen am bestem eine gemeinsame Widerdruckplatte besitzen, befestigt.

Die Wandplatte erhält häufig am unteren und oberen Ende über die ganze Breite verlaufende Vorsprünge (Nasen), welche in Nuthen der Wand eingreifen, und wird mit Cement oder Schwefel untergossen. Zweckmässiger noch ist eine Holzunterlage zwischen Platte und Wand von etwa 60—120 mm Dicke, welche vermöge ihrer Elasticität sich zwischen beide fest einlegt und die Stellung sicherer erhält als der Unterguss.

Consollager (Fig. 250—254). Das Consol ist entweder, wie in der Zeichnung Fig. 250, in Rippenguss oder in Hohlguss oder endlich in Guss von U förmigem Querschnitt ausgeführt; das Lager ist damit zusammengegossen oder aber aufgeschraubt und dann in horizontaler Richtung verschiebbar. Die Höhlung unter dem Lagerkörper nimmt die Oelschale auf. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

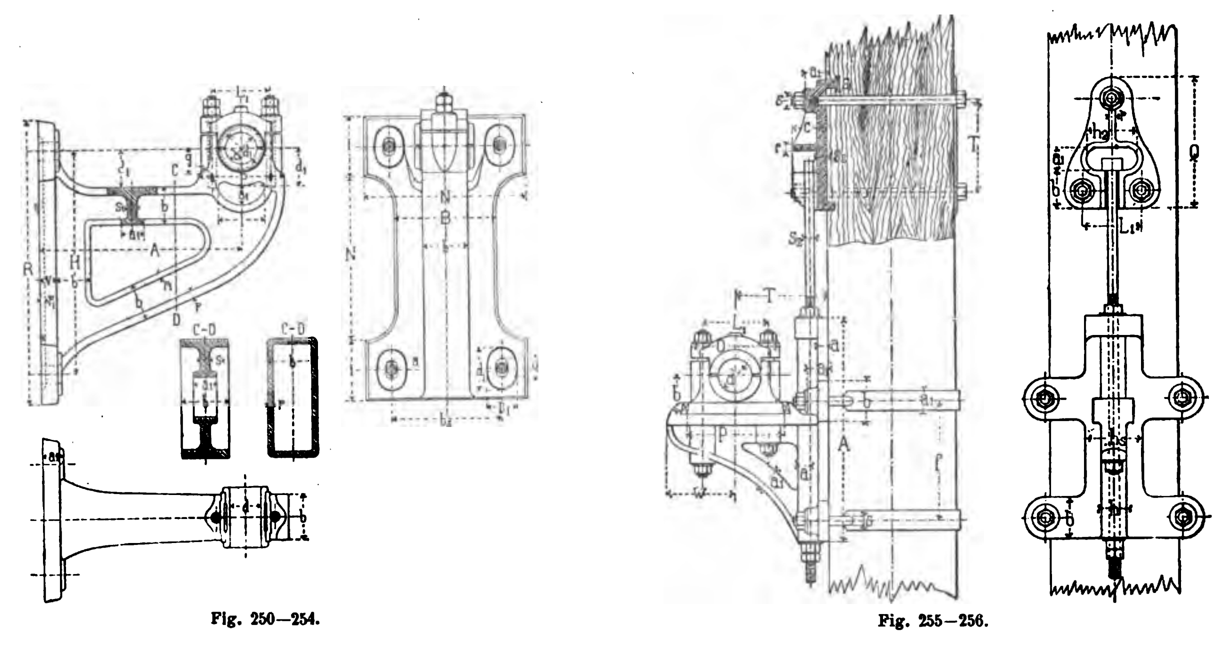


Fig. 250—254. Fig. 255—256.

Consollager zur Befestigung an Säulen (Fig. 255—256). Der Lagerkörper ist in horizontaler Richtung auf dem Consol verschiebbar, letzteres in verticaler Richtung an der Säule; es trägt am hinteren Ende einen röhrenförmigen Anguss, durch den parallel mit der Säule eine Stellschraube geht, welche durch ihren ankerartigen Kopf in dem oberhalb des Lagers an die Säule geschraubten herzförmigen Gussstück gehalten wird. Bei aufwärtswirkenden Kräften müsste eine der oberen ähnliche Anordnung unterhalb des Lagers angebracht werden, um eine Verticalverschiebung zu verhindern. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Consollager von Sellers (Fig. 257—258). Die Consolplatte trägt hier zwei senkrecht übereinander stehende Arme, in welche flache Muttergewinde von geringer Gangtiefe eingeschnitten sind. Hierzu passen zwei hohle Schrauben von grossem Durchmesser, welche an ihren inneren Enden so bearbeitet sind, dass sie die kugelförmig abgedrehten und einfach wie beim Stehlager aufeinander gelegten Lagerschalen-

hälften sicher zwischen sich fassen können. Die verticale Verschiebung bewirkt man durch Drehung der Schrauben, in deren viereckige Endhöhlungen Wendeeisen einzustecken sind; eine Horizontalverstellung gestattet jedoch dieses Lager nicht. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm.

Stirnlager, Fig. 259—261. Dasselbe ist ebenfalls zu den Consollagern zu rechnen: es besteht aus einem gewöhnlichen Rumpflager, an dessen Fuss parallel mit der Langseite des Lagers eine vertical stehende Wandplatte angegossen ist. Die Deckelschrauben lassen sich bequem von unten einschieben; man befestigt die kleineren dieser Lager durch zwei, die grösseren (bis zu 120 mm ausgeführt) durch vier Wandschrauben. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

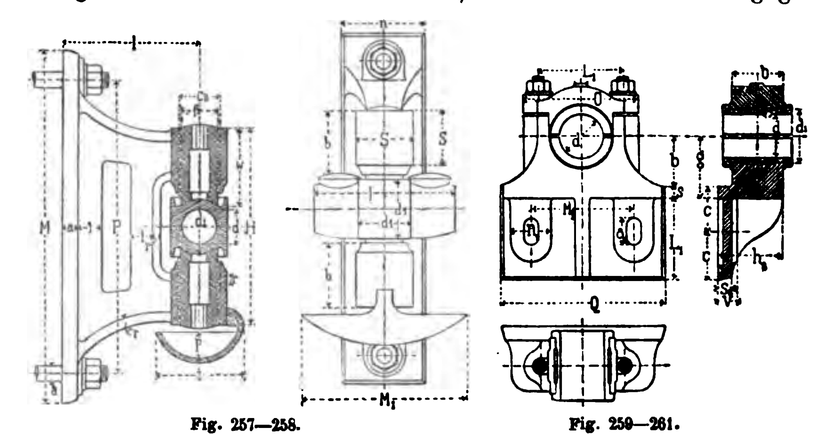


Fig. 257—258. Fig. 259—261.

e. Hängelager.

Neben den Stehlagern finden die Hängelager die weitverbreitetste Verwendung und ist deshalb von ihnen eine grössere Anzahl und zwar meist neuerer Constructionen entstanden. Ihre Befestigung erfolgt an den unteren Seiten horizontal liegender Decken und Balken.

Das Rippenhängelager Fig. 262—265 gestattet das seitliche Herausnehmen der Wellen nach Entfernung des Deckels. Dieser ist mit zwei Schrauben, einer horizontalen, einer verticalen, am Rumpf befestigt; die horizontale Schraube lässt sich bei geringer Abänderung der Construction durch einen querlaufenden Keil ersetzen, der in Verbindung mit der anderen Schraube das Niederdrücken des Deckels bewirkt. Der tragende Theil des Lagers hat den aus Fig. 262 ersichtlichen I-Querschnitt, zuweilen ohne die Aussparung in der Mitte; auch verwendet man hierzu oft Hohlguss. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Das Hängelager nach Reuleaux Fig. 266—267, ein Gabelhängelager, gestattet die Entfernung des Lagerdeckels und die Wegnahme der Welle nach unten. Die untere Schale ruht in dem am Lagerkörper angeschraubten Deckel, die obere wird durch eine Druckschraube niedergehalten. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm.

Fig. 262—265.

Fig. 266—267.

Fig. 268—269.

Das Sellers'sche Gabelhängelager Fig. 270—272 ist von ganz ähnlicher Einrichtung wie das bereits beschriebene Consollager. Die doppelten Tragarme sind von geschweiftem Rippenguss hergestellt; die zweitheiligen, an den Enden kugelig abgerundeten gusseisernen Schalen werden zwischen zwei flachgängigen Schrauben von grossen Durchmessern gehalten, welche nach der genauen Einstellung durch kleine Druckschrauben gegen Drehung gesichert werden. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm.

Das Cresson'sche Gabelhängelager Fig. 268—269 ist dem obigen im Principe völlig gleich;

der Hauptunterschied besteht in der grösseren Leichtigkeit, welche durch theilweise schwächere Dimensionen und Hohlguss der Arme erzielt wurde. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm.

Auch das Lager von Edw. Bankroft Fig. 273—275 gleicht dem Sellers'schen in der Grundidee, hat aber vor diesem einen Vorzug, da es gestattet, die Welle seitlich herauszunehmen. Man findet dieses

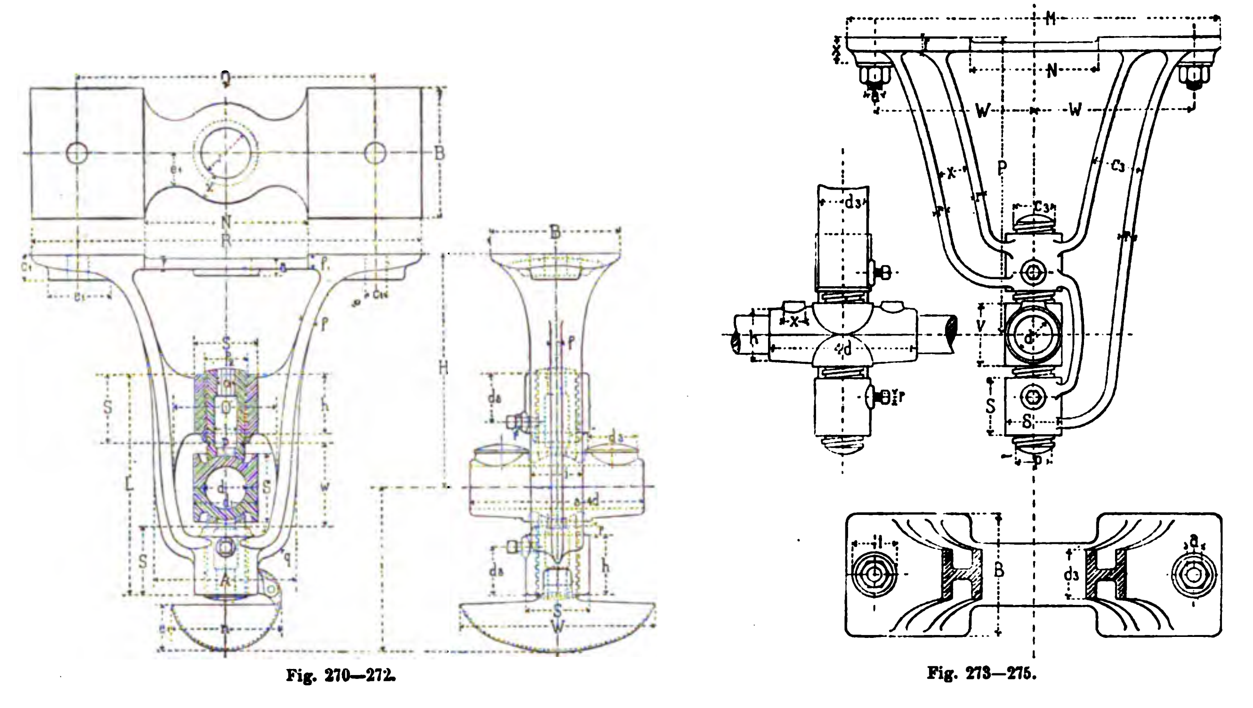


Fig. 270—272. Fig. 273—275.

Lager in Amerika sowohl mit I-förmigem, als auch mit einfachem T-förmigen Querschnitt. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm.

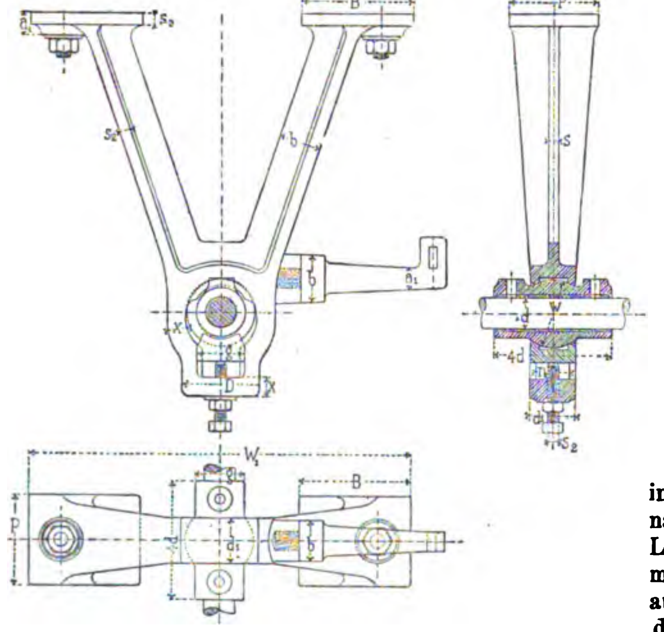


Fig. 276—278.

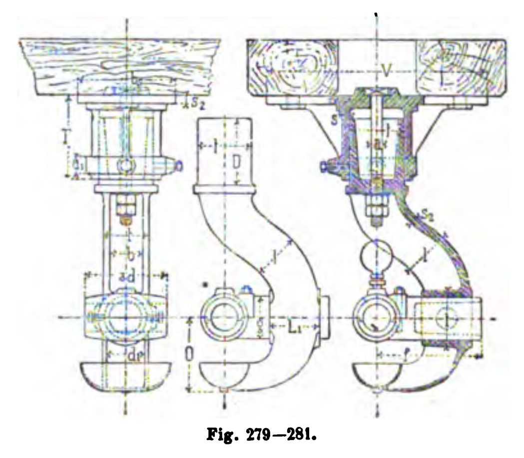


Fig. 279—281.

Das Hängelager von Gebr. Schmaltz in Offenbach a/M., Fig. 276—278, besitzt eine nach allen Richtungen drehbare, aber geschlossene Lagerschale nach amerikanischem Muster, welche man nach dem Einbringen der Welle mit Composition ausgiesst. Ein in Schienen geführtes Gleitstück drückt die Schale gegen den oberen Theil des Trägers. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Beistehendes Hängelager Fig. 279—281 für Wellen bis 50 mm Durchmesser zeichnet sich aus durch seine Beweglichkeit sowohl in verticaler, als in horizontaler Richtung, welche mit Leichtigkeit ein exactes

Einstellen ermöglicht. Die obere Platte besitzt eine cylindrische Bohrung, in welcher das genau eingepasste Ende des Bogenstückes durch eine Tragschraube gehalten und durch eine Klemmschraube gegen Verdrehung gesichert wird. In dem gebogenen Träger ist das cylindrische Ende des eigentlichen Lagers zu verschieben und zu bewegen, sowie durch Schrauben festzustellen. Die Schale ist geschlossen und besteht aus Gusseisen, kann jedoch auch mit Composition ausgegossen werden. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Auf dem gleichen Grundgedanken beruht das Hängelager von A. Kühn, Fig. 282—284, denn auch dieses gestattet die Verschiebung und Drehung des Lagers auf zwei zu einander senkrechten Axen. An der cylindrischen Tragsäule ist eine Muffe zu verdrehen und durch eine untere Mutter verschiebbar, durch eine Klemmschraube aber festzustellen. Gleichfalls durch Klemmschraube erfolgt die Befestigung des eigentlichen Lagerkörpers auf dem cylindrischen horizontalen Arme der Muffe. Die Deckelschrauben werden von den Seiten in den Lagerkörper eingeführt, die Lagerschale aber ist zweitheilig und der obere Theil greift in den unteren. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

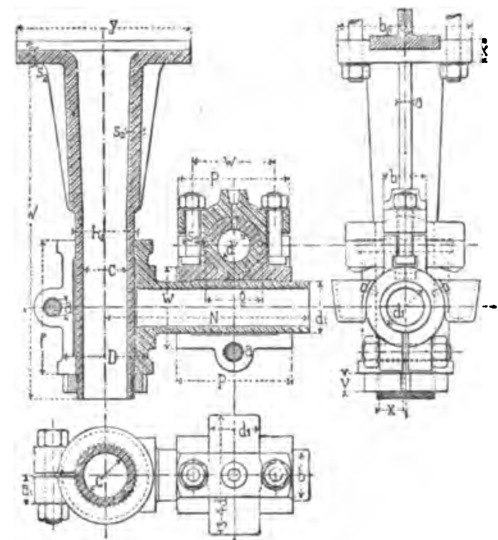


Fig. 282—284.

2. Lager für Stützzapfen.

Fusslager dienen zur Stützung vertical stehender Wellen und müssen wegen der meist beträchtlichen Belastung, welche sie auszuhalten haben, mit besonderer Sorgfalt construirt werden. Die Lager müssen bequem und ohne dass man die Wellen zu heben braucht, entfernt werden können. Das erreicht man entweder durch Untersetzen eines gusseisernen Kastens von genügender Höhe oder, wie Fig. 285—286 zeigen, durch Theilung des Lagers und seitwärts abnehmbaren Deckel (hierbei ist auf sorgfältigen Schluss der Fugen zu achten). Der Zapfen ruht im Fusslager auf einer Stahlplatte, die, um beweglich zu sein, unten schwachkugelig abgedreht wird, aber durch einen im Rumpf eingesetzten Stift gegen jede Verdrehung gesichert ist. Die Metallschalen reichen bis zu dieser Stahlplatte und sind, ähnlich wie beim Stehlager, durch seitliche Ansätze oder auch durch Zapfen gegen Verdrehung geschützt. Beim geschlossenen Fusslager stellt man Lagerkörper und Schalen in einem Stücke her, setzt letztere von oben herab ein und lässt selbstverständlich sowohl Deckelschrauben als die zu ihrer Aufnahme bestimmten Ansätze weg. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Turbinenzapfenlager siehe unter Turbinen.

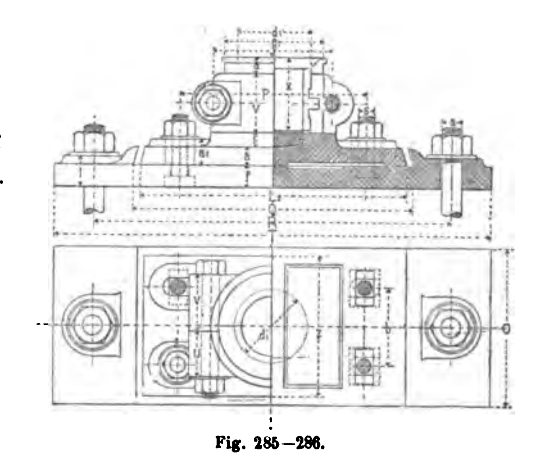


Fig. 285—286.

Herstellungskosten der Lager.

Es betragen:

Die Herstellungskosten für das Modell	$\mathfrak{P}$ = 5 (100 + 4 d)
Die Kosten für das nöthige Holz 50—70% des obigen Lohnes.	
Das Lagerausbohren kostet	$\mathfrak{P}$ = 1,4 d — 40
Schalen mit konischer Bohrung oder aussen eckige Schalen zu bearbeiten	$\mathfrak{P}$ = 1,3 d + 25
Schalen aussen rund	$\mathfrak{P}$ = 1,15 d — 10
Lagerschalen auf eingedrehte Läufe passen	$\mathfrak{P}$ = 1,6 d
Schalen auf glatte Läufe passen	$\mathfrak{P}$ = 0,6 d
Lagerkörper von innen und Lagerschalen von aussen zu bearbeiten, kostet pro qcm	0,73 $\mathfrak{P}$
Lagerstühle nebst Deckeln für von aussen runde Schalen hobeln	$\mathfrak{P}$ = 0,5 d + 45

(d = Zapfendurchmesser in mm.)

Tabelle über die Dimensionen von Steh- Rumpf- und

No.	d	$d_1 =$ 1,15 d + 10mm	Abgerundet $d_1 =$	$x_1 =$ 0,06	$\delta =$ 0,075	$r_1 =$ 0,1	$u = r = m_1 =$ 0,15	$s_2 =$ 0,18	$s =$ 0,2	$s_1 =$ 0,22	$a =$ 0,25	$f = w =$ 0,3	$i_1 =$ 0,32	$a_1 = q_1 = i =$ 0,35	$t =$ 0,4	$f_1 = q = m =$ 0,45	$f_2 =$ 0,5	$u =$ 0,55	$e_h =$ 0,6	$p = p_1 =$ 0,7	$v =$ 0,75	$u_1 = v_1 =$ 0,85	$h = g = c =$ 0,9	$x =$ 0,95
1	30 35	44,5 50,25	48	3	4	5	7	9	10	12	12	15	15	17	20	22	24	26	30	35	36	41	44	45
2	40 45	56 61,75	58	3	4	6	9	10	12	13	14	18	19	20	23	26	29	32	35	40	45	50	52	55
3	50 55	67,5 73,25	70	4	5	7	11	13	14	15	16	21	22	24	28	32	35	38	42	50	53	60	63	66
4	60 65	79 84,75	82	5	6	8	12	15	16	18	20	24	26	29	33	36	41	45	50	58	60	70	74	76
5	70 75	90,5 96,25	94	6	7	9	14	17	18	21	23	28	30	33	38	42	47	52	56	66	70	80	85	90
6	80 85	102 107,75	105	6	8	10	16	19	20	23	26	32	34	37	42	47	52	58	63	74	80	90	95	100
7	90 95	113,5 119,25	115	7	9	12	18	21	23	25	29	35	37	40	46	52	57	63	69	80	86	98	104	110
8	100 110	125 136,5	130	8	10	13	20	23	26	28	32	39	42	46	52	58	65	72	78	90	100	110	116	124

Tabelle über Dimensionen der Consol- und Hängelager

No.	d	Abger. d_1	$r_1 =$ 0,1	$r =$ 0,15	$s_1 = s =$ 0,2	$s_2 =$ 0,25	$a =$ 0,3	$v =$ 0,4	$x =$ 0,45	$a_1 =$ 0,5	$q =$ 0,55	$h =$ 0,6	$n =$ 0,65	$n_1 =$ 0,7	$c =$ 0,8	$b =$ 0,9	$g =$ 1,1	$h_2 =$ 1,2	$l =$ 1,25	$h^s =$ 1,3	$L_1 =$ 1,4	$t =$ 1,5	$w =$ 1,6
1	30 35	48	5	7	10	12	14	20	22	24	26	30	32	35	38	44	53	57	60	62	66	72	76
2	40 45	58	6	9	12	15	18	23	26	29	32	35	37	40	46	52	64	70	73	75	80	86	95
3	50 55	70	7	11	14	18	21	28	32	35	38	42	45	50	56	63	77	85	88	91	100	105	112
4	60 65	82	8	13	16	20	25	33	37	41	45	50	54	58	66	74	90	100	105	106	115	124	130
5	70 75	94	9	14	19	24	28	37	42	47	52	56	60	66	75	85	103	112	120	122	130	140	150
6	80 85	105	10	16	21	26	32	42	47	52	58	63	68	75	84	95	116	125	135	136	146	158	170
7	90 95	115	11	18	23	29	35	46	52	58	63	69	75	80	92	104	126	138	145	150	160	172	185
8	100 105	130	13	20	26	33	39	52	58	65	72	78	85	90	104	116	144	156	162	169	182	195	208

Lagergewichte in kg.

No.	d	Stehlager (Fig. 221) mit runden Lagerschalen				Rumpflager	Geschlossenes Lager mit beweglicher Lagerschale, Fig. 229		
		Lagerkörper mit Deckel	Sohlplatte	Fussschrauben	Lagerschalen	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Schrauben	Sohlplatte	Fussschrauben
1	30 35	1,7	1,5	0,2	0,40 0,38	1,3	1,6	1,5	0,20
2	40 45	2,8	2,5	0,25	0,70 0,61	2	2,7	2,5	0,20
3	50 55	4,8	4,5	0,4	1,25 1,12	3,5	4,6	4,5	0,40
4	60 65	8	7,5	0,65	2,00 1,90	6	7,8	7,5	0,60
5	70 75	12	11	1,1	3,10 2,90	9	11,5	11,0	1,0
6	80 85	17,5	15	1,5	4,10 3,5	13,3	—	—	—
7	90 95	22	19,5	2,1	5,25 4,90	16,5	—	—	—
8	100 110	30	28	2,75	7,75 6,50	22,5	—	—	—

Fusslagern, deren Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\ d + 10$ mm.

b=1	$b\ S$ = H = 1,1	e = 1,15	e_1 = k = 1,2	l = 1,25	S = 1,4	y = 1,5	n = 1,55	z = 1,8	o=2	Lr = 2,15	P = 2,35	S_3 = 2,6	S_1 = 3	L_2 = 3,35	N = 3,5	Q = 3,6	L = 4	L_1 = 4,15	M = 4,25	R = 4,5	E = 4,8	S_2 = 5	T = 5,5	$L\ S$ = 5,8
48	53	55	58	60	70	72	74	85	96	103	115	125	144	160	168	170	192	200	204	215	230	240	265	278
58	64	64	70	72	80	86	90	105	116	125	135	150	174	195	203	210	232	240	246	260	278	290	320	336
70	75	78	85	87	100	105	108	125	140	150	165	182	210	235	245	250	280	290	298	315	336	350	385	406
82	90	90	100	102	115	125	127	150	164	176	195	213	246	275	287	295	328	340	348	370	394	410	450	475
94	105	105	115	118	130	140	146	170	188	202	220	244	282	315	329	340	376	390	400	425	450	470	515	545
105	115	120	125	130	145	160	163	190	210	226	245	273	315	350	368	380	420	435	446	475	504	525	575	610
115	130	130	140	145	160	175	178	210	230	247	270	300	345	385	402	415	460	477	488	520	552	575	635	670
130	145	150	155	162	180	195	202	235	260	280	305	338	390	435	455	470	520	540	552	585	624	650	715	755

sowie Stirnlager. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\ d + 10$ mm.

z = 1,7	D = 1,8	M_1 =1,9	O = 2	P = 2,15	T = 2,2	p = 2,4	B = 2,5	bs = 2,7	f = 2,8	Q = 3	H_2 = 3,4	y = 3,6	L_2 = 3,8	N = 4	M = 4,7	A = 5	LS = 5,2	H = 5,5	V = 6	L = 6,6	W = 6,8	R = 7	Ws = 8,3
82	86	90	96	100	106	115	120	130	134	144	164	172	180	192	225	240	250	264	288	315	326	336	398
98	104	110	116	125	128	140	145	158	162	174	198	208	220	232	275	290	300	320	348	380	394	400	480
120	126	133	140	150	154	168	175	190	196	210	238	252	265	280	330	350	365	385	420	460	476	490	580
140	148	156	164	176	180	196	205	220	230	246	278	295	310	328	385	410	425	450	492	540	557	574	680
160	170	180	188	200	207	226	235	254	264	282	320	338	355	376	440	470	490	520	564	620	640	658	786
178	190	200	210	226	230	252	265	284	294	315	358	378	400	420	495	525	545	580	630	695	714	735	870
195	207	218	230	247	253	276	288	310	322	345	390	414	436	460	540	575	600	632	690	760	782	805	954
220	234	248	260	280	286	312	325	350	364	390	442	468	495	520	610	650	675	715	780	860	884	910	1079

Lagergewichte in kg.

Pockholzlager, Fig. 236 l. S.	Pockholzlager, Fig. 236 r. S.	Pockholzlager nach v. Reiche	Erhöhtes Stehlager	Bocklager	Fusslager				Consol-lager Fig. 250	Hänge-lager Fig. 262
Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Zwei-theiliger Lager-körper	Ein-theiliger Lager-körper	Sohl-platte	Fuss-schrauben	Total-gewicht	Total-gewicht
1,5	2	1,6	3,5	8,5	2,75	2,5	2,5	0,6	10,5	8
2,5	3	2,6	6	14,8	4,75	4,5	4,5	1,2	18	14
4,5	5,5	4,7	11	26	8,5	8	7,5	1,6	31	24
7,5	9	7,8	17,5	42	13,5	12,75	12,5	2	51	40
11,5	14	12	26,5	63,5	20,5	19	18,5	4,6	77	60
16,5	20	17	38	89,5	29	27	26	5,5	107	82
21,0	26	22	49	117	38	35	34	7	140	—
28,0	35,5	29	59	167	55	51	50	9,5	200	—

Tabelle der Dimensionen der amerikanischen

No.	d in Zoll engl.	d in mm abgerundet	$d_1 = 1,5\,d + 10$ mm	d_1 abger. $= S$	$m = 0,1$	$r = 0,15$	$f = s = 0,2$	$a = 0,25$	$c_1 = 0,3$	$q = 0,35$	$x = 0,4$	$t = 0,45$	$u = 0,5$	$e_1 = 0,55$	$p = 0,6$	$f_2 = 0,65$	$c_3 = 0,7$	$d_3 = 0,75$	$i = 0,8$	$h = 0,85$	$c = 0,9$
1	$1^3/_4$	43	74,5	75	8	11	16	18	22	26	30	34	36	40	44	48	52	56	60	63	68
2	2	51	86,5	86	9	13	17	22	26	30	35	38	42	46	52	56	60	64	69	74	78
3	$2^1/_4$	57	95,5	95	10	15	19	24	28	34	38	43	48	52	58	62	66	72	76	82	86
4	$2^1/_2$	63	104,5	105	11	16	21	26	32	37	42	47	53	58	62	68	74	78	84	88	94
5	$2^3/_4$	69	118,5	114	11	17	23	28	34	40	46	51	57	62	68	74	80	85	90	96	102
6	3	76	124	124	12	19	25	32	37	44	50	56	62	68	74	80	86	93	100	105	112
7	$3^1/_4$	82	133	133	13	20	26	35	40	46	53	60	66	74	80	86	94	98	106	114	120
8	$3^1/_2$	88	142	142	14	21	28	38	42	49	57	64	70	80	85	92	100	106	112	120	128
9	4	100	160	160	16	24	32	40	48	56	64	72	80	88	96	104	112	120	128	136	144

I. Reibungsräder und Zahnräder.

Man verwendet dieselben zur directen Uebertragung rotirender Bewegungen auf kurze Entfernungen; die Zahnräder eignen sich zur Fortleitung sowohl kleiner, als der grössten Kräfte, ohne irgend welche Geschwindigkeitsänderung, während die Reibungsräder nur für kleinere Kräfte und da verwendbar sind, wo geringe Verluste an Geschwindigkeit durch Gleitung gestattet werden können.

1. Reibungs- oder Frictionsräder.

Sie finden alleinige Verwendung für parallele und sich schneidende Axen und ist ihre Benutzung da rathsam, wo ein sanfter, geräuschloser Gang, eine gewisse Nachgiebigkeit (welche sich bei allzugrossen Widerständen durch Gleiten bemerkbar macht), leichte und schnelle Ausrückung und im Besonderen eine allmähliche Veränderung der Bewegung der getriebenen bei gleichbleibender der Antriebswelle erwünscht wird.

Reibungsräder wälzen sich entweder mit ihren glatten oder mit Nuthen versehenen Umfängen aufeinander, oder die eine Scheibe ist als Planscheibe ausgeführt, auf welcher die andere mit ihrem Umfange rollt. Von letzterer Art ist

Planscheibe und Getriebe, Fig. 287—288. Die kleine Rolle wälzt auf der plangedrehten Scheibe und ist zugleich auf dieser radial verschiebbar; bei der Stellung im Centrum der treibenden Planscheibe ist ihre Drehgeschwindigkeit gleich Null, sie wächst, je mehr sich die Rolle dem Umfang nähert. Anstatt der Planscheibe verwendet man bei sich unter spitzem Winkel schneidenden Wellen Reibungskegel. Der Antrieb soll stets von der Planscheibe resp. dem Kegel erfolgen, wenn die Geschwindigkeitsveränderung proportional der Verschiebung sein soll. Man verwendet diese Reibungsscheiben mit grösstem Nutzen bei Centrifugen. Gleichfalls zur Veränderung der Geschwindigkeit dient das

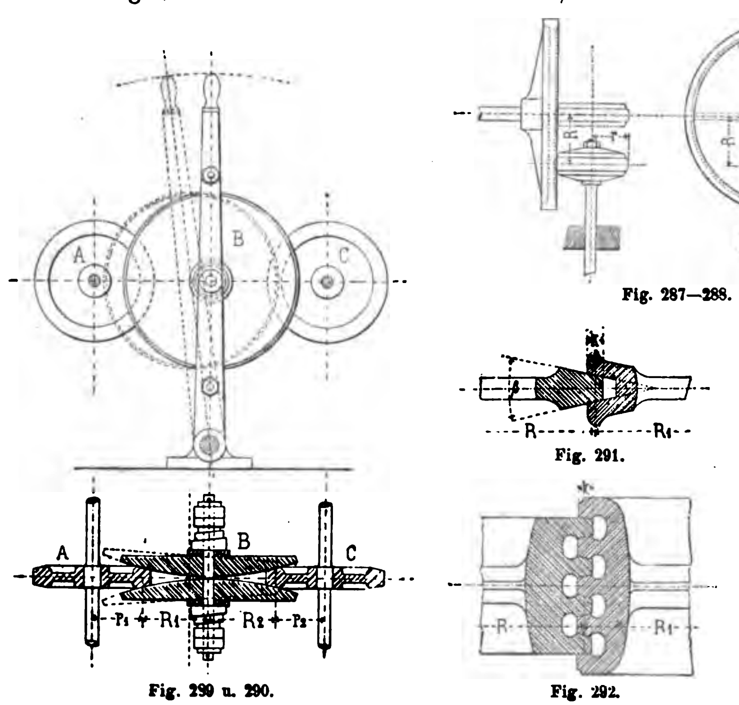


Fig. 287—288.

Fig. 291.

Fig. 289 u. 290.

Fig. 292.

Wechselgetriebe von Sellers, Fig. 289 u. 290. Der mittlere, durch einen Hebel verschiebbare Reibungstheil besteht aus zwei gegen einander verstellbaren Hälften, welche, durch Spiralfedern gegen einander gedrückt, die beiden Reibungsscheiben zwischen sich fassen; die eine der letzteren läuft mit gleichförmiger Geschwindigkeit um, die andere ist die getriebene, welche sich schneller oder langsamer dreht, je nachdem der die übertragenden Scheiben stützende Hebel ihr ferner oder näher gerückt wird.

Lager. **Bezugseinheit** $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ **mm.**

$e =$ 1,05	$v =$ 1,1	$b =$ 1,15	$w =$ 1,3	$n =$ 1,5	$z =$ 1,6	$O =$ 1,7	$B = 2$	$S_1 =$ 2,15	$N =$ 2,25	$A =$ 2,36	$l =$ 2,5	$W =$ 2,6	$J =$ 2,75	$L =$ 2,9	$M_1 = 3$	$L_1 =$ 3,25	$H =$ 3,5	$Q =$ 3,8	$S_2 =$ 4,4	$R = 5$	$P =$ 5,4	$LS =$ 5,2	$M =$ 6,5
78	82	86	98	110	120	125	150	160	168	178	185	195	205	216	225	240	262	285	330	375	405	388	488
90	95	100	112	128	138	148	172	185	194	202	215	224	238	250	258	280	300	326	380	430	465	440	560
100	105	110	124	144	152	162	190	205	214	224	238	248	262	285	285	310	332	360	420	475	514	495	618
110	115	120	136	156	168	178	210	225	236	248	260	274	288	305	315	340	368	400	460	525	567	544	682
120	125	130	148	170	182	192	228	245	256	270	280	296	312	330	342	370	400	432	500	570	615	590	740
130	136	142	162	186	198	210	248	265	280	292	310	322	340	360	372	400	434	471	545	620	680	644	806
140	146	152	172	200	212	226	266	285	300	314	332	346	365	385	400	430	465	505	585	665	718	691	864
150	156	163	185	214	228	240	284	305	320	335	355	369	390	410	426	460	497	540	624	710	766	738	922
168	176	184	208	240	256	272	320	345	360	378	400	416	440	465	480	520	560	610	700	800	864	832	1040

Keilräder (Fig. 291 u. 292) sind Reibungsräder, deren Kranzprofile mit keilförmigen Bahnen versehen sind; die Anzahl dieser in einander greifenden Keilbahnen beträgt 1—6; der Keilwinkel sei $\leqq 30^0$, während die Eingriffstiefe k immer klein sein soll.

Bezeichnet P den zu überwindenden Umfangswiderstand, N den Normaldruck zwischen den sich berührenden Flächen, Q und Q_1 den radial, bezüglich axial gerichteten Druck, mit dem die Räder auseinander gepresst werden, f den Reibungscoëfficienten der sich berührenden Oberflächen ($f = 0{,}10$ bis $0{,}30$ für Eisen auf Eisen, $f = 0{,}20$ bis $0{,}60$ für Holz auf Eisen, $f = 0{,}5$ für Hirnholz auf Hirnholz, $f = 0{,}4$ für Eisen auf Papier), so sei $Nf \gtreqless P$ oder $N \gtreqless \frac{P}{f}$; für cylindrische Reibungsräder ist $Q = N = \frac{P}{f}$; für konische Räder $Q = N.\cos\gamma$; $Q_1 = N \sin\gamma$, wenn γ der halbe Kegelspitzenwinkel; hierbei ist auf Reibung keinerlei Rücksicht genommen. Für Keilräder ist ohne Berücksichtigung der Reibung

$$Q = \frac{P.\sin\frac{\delta}{2}}{f} = N.\sin\frac{\delta}{2},$$

unter Beachtung dieser Widerstände aber

$$Q = \frac{P}{f}\left(\sin\frac{\delta}{2} + f.\cos\frac{\delta}{2}\right) = N\left(\sin\frac{\delta}{2} + f.\cos\frac{\delta}{2}\right).$$

Die constructive Ausführung ist ähnlich, aber etwas kräftiger als bei Riemenscheiben. Nur bei den Keilrädern arbeitet Metall mit Metall zusammen, bei den anderen Reibungsrädern belegt man eine der mit einander arbeitenden Flächen entweder mit Leder, das entweder schichtweise nebeneinander gelegt und zusammengepresst oder aufgeleimt wird. Auch Holzringe können in den Kranz eingelegt werden und endlich die nebeneinandergeschichteten Lederplatten durch ebensolche Papierblätter ersetzt werden.

In vortheilhafter Weise unterscheiden sich von den gewöhnlichen Reibungs-(Keil-)Rädern die **Lamellenräder** von Brauer (Fig. 293 u. 294). Die einzelnen Lamellen sind schmiedeeiserne Ringe, welche auf der Grundscheibe mit Nuth und Feder befestigt werden, so dass sie sich wohl axial verschieben, nicht aber drehen lassen. Der Keilwinkel ist hier gleich oder nahezu gleich Null und geschieht das Aneinanderdrücken der einzelnen Lamellen nicht durch Gegeneinanderpressen der Wellen, sondern durch eine Mutter auf der Welle des kleineren Rades, welche die erforderliche Verschiebung und Anpressung der einzelnen Ringe bewirkt. Durch diese Anordnung ist der so schädliche hohe Lagerdruck nahezu gänzlich vermieden. Um jedes unnöthige Zwängen zu vermeiden, sind zu beiden Seiten der Ringe Gummipuffer eingelegt.

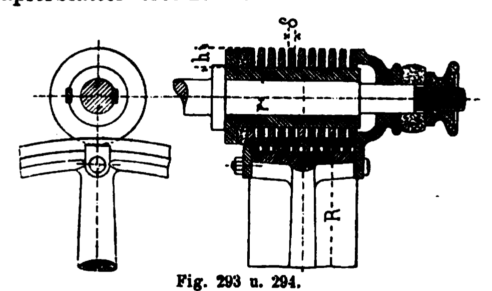


Fig. 293 u. 294.

2. Zahnräder.

Wie bereits erwähnt, dienen diese zur directen Uebertragung jedweder, grosser wie kleiner, Kräfte, ohne jeglichen Verlust an Geschwindigkeit infolge Gleitung. Die Bewegungsvermittelung erfolgt derart, dass entsprechend gestaltete Vorsprünge — Zähne — des einen Rades in die Aussparungen — Lücken — des anderen eingreifen und, indem sie auf einander abrollen und gleiten, einen beständigen Druck auf einander ausüben und so das Rad in Umdrehung versetzen.

Soll die Bewegungsübertragung ohne periodisch wiederkehrende Aenderung der Bewegung stattfinden, so werden die Grundformen der Räder Drehungskörper zu ihren geometrischen Axen; diese, die **runden** Räder, sollen in diesem Abschnitt allein behandelt werden.

In jedem Räderpaare heissen je zwei, den verschiedenen Rädern angehörige, aus den Radmittelpunkten beschriebene Kreise, welche jederzeit gleiche Umfangsgeschwindigkeit haben, Verhältnisskreise. Die beiden sich berührenden dieser Kreise heissen **Theilkreise**. Auf ihnen wird die Zahntheilung, d. i. die Entfernung der Mittelebenen je zweier benachbarten Zähne abgetragen.

Mit einander arbeitende Zähne müssen folgender Bedingung genügen, wenn der Eingriff richtig stattfinden soll: Es muss stets die Normale im jeweiligen Berührungspunkte der mit einander arbeitenden Zahnprofile durch den augenblicklichen Berührungspunkt der Theilkreise gehen. Der Eingriffs- oder Berührungspunkt der Zahnkurven rückt beim fortschreitenden Abrollen der Räder fort und zwar stets von den vom Centrum entfernter gelegenen Punkten der Zahnkurve des getriebenen Rades nach den jenem näherliegenden hin. Der sämmtliche Lagen des Berührungspunktes verbindende Kurvenzug, den man übrigens schon, wenn ein Zahnprofil gegeben ist, finden kann, heisst die Eingrifflinie, derjenige Theil dieser Kurve, in welchem factisch die Berührung stattfindet, die Eingriffstrecke. Jedem Punkt der Eingriffstrecke entspricht ein Berührungspunkt auf jedem der Theilkreise; den der gesammten Eingriffstrecke zugehörigen Theil jedes Theilkreises nennt man den Eingriffbogen, seine Länge in Theilungen ausgedrückt die Eingriffdauer. Die Eingrifflinie hat den Theilkreispunkt des Zahnprofils mit diesem gemein und schneidet dasselbe rechtwinkelig; der Theilkreisbogen zwischen diesem oben erwähnten Theilkreispunkte der Eingrifflinie und dem einem Eingriffpunkte entsprechenden Berührungspunkte der Theilkreise wird der Wälzungsbogen zu dem betreffenden Eingriffpunkte genannt. Für richtig zusammenarbeitende Zähne müssen die Wälzungsbogen zu entsprechenden Eingriffpunkten gleich lang, die Eingrifflinien aber congruent sein.

Alle Räder gleicher Theilung können in beliebiger Weise mit einander in Eingriff gesetzt werden, wenn die allen gemeinschaftliche Eingrifflinie derartig gelegen ist, dass sie durch den Theilkreis sowohl, als durch den Radius zu ihrem Theilkreispunkt in zwei congruente Stücke zerlegt wird. Räder, deren Zähne diese Eigenschaft besitzen und deshalb in jeder Zusammenstellung immer richtig mit einander arbeiten können, heissen **Satzräder**; es sollte jede Fabrik bestrebt sein, so weit als thunlich, stets solche herzustellen.

Die Profilirung der Zähne kann nach den verschiedensten zu einander gehörigen Kurven erfolgen: die eine Form ist beliebig anzunehmen, die andere findet sich nach der Getriebelehre als Umhüllende aller Lagen, welche diese Zahnkurve beim Abrollen der Theilkreise auf einander annimmt. Wegen der zuweilen sich bei dieser allgemeinen Methode ergebenden ungünstigen und unausführbaren Profilformen, als Spitzen, Schlingen u. dergl., wählt man lieber die Verzahnungen nach cyklischen Kurven oder nach Kreisbögen, welche jene annähernd ersetzen, zumal sich diese Linien auf einfache Weise darstellen lassen und verhältnissmässig günstige Zahnformen geben.

Aufzeichnung der cyklischen Kurven.

Cykloiden- oder Radlinienverzahnung. All diese Kurven entstehen, wenn ein Kreis, der sogen. Wälzungs- oder Radkreis, ohne Gleitung auf einem anderen, dem Grundkreis, bezüglich auf einer Geraden sich abwälzt, und je nachdem der beschreibende Punkt auf dem Umfang des rollenden Kreises, in dessen Fläche oder auf der Verlängerung eines Radius liegt, entstehen die gemeinen, verlängerten oder verkürzten Kurven.

Fig. 295.

Die Epicykloide oder Aufradlinie wird gebildet, wenn der Rollkreis sich auf einem anderen abwälzt; die gewöhnliche Cykloide oder Radlinie, wenn er sich auf einer Geraden und die Hypocykloide oder Inradlinie, wenn sich der Wälzungskreis innerhalb eines anderen, des Grundkreises, abrollt. Die Halbmesser dieser Kreise sind beliebig, werden aber häufig 0,875 der Theilung genommen.

Man verzeichne (Fig. 295) den Theilkreis eines Rades *C* und in ihm den Radkreis; trage vom Berührungspunkte aus auf ersterem Kreise nach derselben Seite kleine gleichlange Strecken ab, verbinde die hierdurch gefundenen Punkte *d, e, f, g* . . . mit dem Mittelpunkte *C* und beschreibe endlich um Mittelpunkte, die auf diesen Geraden liegen, Radkreise, welche dem ersten gleich sind und den Theilkreis in den Punkten *d, e, f, g* . . . berühren. Alsdann mache man die Strecken:

di auf dem Rollkreise gleich *yd* auf dem Theilkreise,
ek „ „ „ „ *ye* „ „ „
fl „ „ „ „ *yf* „ „ „
gm „ „ „ „ *yg* „ „ „ u. s. f.

Die Verbindung der Punkte *y i k l* . . . giebt die Begrenzungskurve des unteren Zahntheiles. Theilt man in gleicher Weise den Theilkreis auch nach der anderen Seite, zieht die Verbindungslinien *Cp, Cq, Cr, Cs* . . . und beschreibt um Mittelpunkte, welche auf diesen verlängerten Geraden liegen, die verschiedenen Lagen des Rollkreises, welcher auf dem Theilkreis wälzt, macht

pt auf dem Rollkreise gleich yp auf dem Theilkreise,
qv „ „ „ „ yq „ „ „ ,
rx „ „ „ „ yr „ „ „

so giebt die Verbindungscurve der Punkte y, t, v, x ... die Begrenzung des Zahnkopfes. Beim zugehörigen anderen Rade erfolgt die Construction der Zahncurve auf genau die nämliche Weise. Die rückwärtige Begrenzung der Zähne wird nach denselben Curven ausgeführt.

Einfacher und leichter herzustellen als die gewöhnliche Cykloidenverzahnung, aber nicht für die Construction von Satzrädern geeignet, ist die Verzahnung nach der Epicykloide mit geradlinig begrenzten Zahnfüssen. Die Formen der Zähne, der nach einer Epicykloide gestaltete Zahnkopf, der geradlinig und radial begrenzte Zahnfuss entstehen dadurch, dass die beiden Rollkreisdurchmesser mit den beiden Theilkreishalbmessern identisch sind.

Bei der Zahnstange — einem Rad von unendlich grossem Radius — geht der Theilkreis in eine Gerade über: die Zahnbegrenzungscurve setzt sich aus congruenten Bogen der gemeinen Radlinie zusammen. Die Eingrifflinie fällt bei dieser Verzahnungsart mit den Radkreisen zusammen, der Eingriffbogen ist der Eingriffstrecke gleich.

Für alle cyklischen Curven hat der Satz Gültigkeit: Der Krümmungsmittelpunkt zu einem Elemente dieser Curven ist der Durchschnittspunkt der Normalen mit der Geraden, welche den Gegenpunkt mit dem Mittelpunkte des Grundkreises verbindet. (Unter Gegenpunkt versteht man den dem beschreibenden Punkt diametral gegenüberliegenden Punkt des Radkreises). Auf diesem Satz beruht der in der Praxis gebräuchliche Ersatz der Cykloidencurven durch Kreisbogen, welche jene annähernd ersetzen.

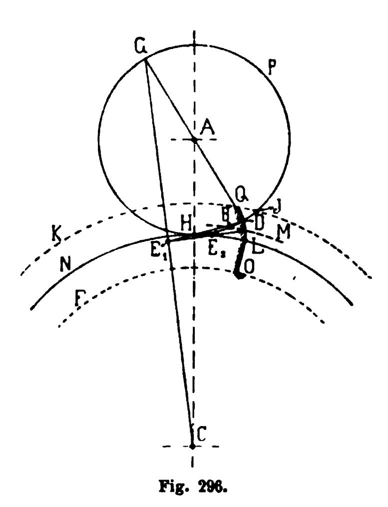


Fig. 296.

Ersatz der Cykloiden durch Kreise. Fig. 296 giebt die Construction für Räder mit kleineren Zähnezahlen, bei welchen sich die Hypocykloide des Zahnfusses in eine Gerade verwandelt hat. Es ist K der obere Begrenzungskreis der Zähne (Kopfkreis), N der Theilkreis, F der untere Begrenzungskreis für die Zähne (Fusskreis), P der Radkreis. Man halbire den Bogen $\widehat{HJ}$ des Radkreises, sodass $\widehat{HB} = \widehat{BJ}$ und theile auch den Bogen $\widehat{BJ}$, dass $\widehat{BD} = \widehat{DJ}$, verbinde D mit A und verlängere diese Linie bis zum Durchschnittspunkt G mit P. Ferner ziehe man $\overline{GC}$ und $\overline{DH}$ und verlängere letztere Linie bis zum Schnitt E_1 mit $\overline{GC}$, so ist E_1 der Krümmungsmittelpunkt der Zahncurve $\widehat{QM}$ (vom Kopfkreise bis zu einem Kreise durch B). Der Durchschnitt E_2 der Linie $E_1 M$ mit dem Theilkreise N ist der Krümmungsmittelpunkt für den zweiten Theil $\widehat{ML}$ der Zahncurve, an den sich das radiale Stück LO anschliesst.

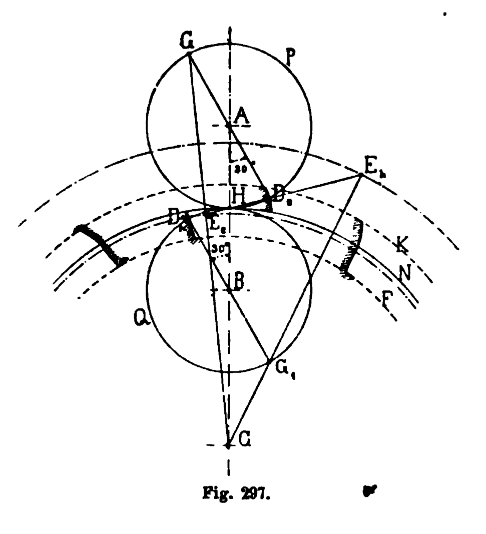


Fig. 297.

Für Räder mit grösseren Zähnezahlen, namentlich auch bei Satzräderverzahnung, gilt folgende Construction (Fig. 297). Man ziehe durch den Mittelpunkt A des äusseren Radkreises P unter 30° gegen die Centrallinie $\overline{AB}$ eine Gerade $\overline{GD_e}$ und in gleicher Weise durch den Mittelpunkt B des inneren Rollkreises Q die Gerade $\overline{G_1 D_h}$, verbinde C mit G und G_1, verlängere $\overline{CG_1}$ über G_1 und ziehe endlich die Linie $\overline{D_e H D_h}$, die über D_e zu verlängern ist. Ihr Durchschnitt E_e mit $\overline{GC}$ ist der Krümmungsmittelpunkt für die durch D_e zu legende Flanke des Zahnkopfes. Der Schnittpunkt E_h der beiden Linien $\overline{CG_1}$ und $\overline{HD_e}$ ist der Mittelpunkt für die Flanke des Zahnfusses. Schliesslich lege man durch die Kreise E_e und E_h Kreise und rücke die Curvenstücke zum Zahnprofil zusammen.

Durch Rechnung findet man (nach Reuleaux), wenn t die Theilung in mm, z die Zähnezahl bedeutet, die Krümmungshalbmesser ϱ aus: $\frac{\varrho}{t} = 0{,}45 \frac{2z \pm 11}{z \pm 11}$ und $\frac{\varrho}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = 1{,}42 \frac{2z \pm 11}{z \pm 11}$;

das positive Zeichen gilt für die Aufradlinienbogen, das negative für die Inradlinienbogen.

Bei der Radlinienkreisverzahnung der Zahnstangen stehen die Geraden $\overline{GC}$ und $\overline{G_1 C}$ senkrecht auf der Theilgeraden; auf ihnen liegen die Punkte E_e und E_h in gleichen Abständen von dem Punkte H.

Evolventenverzahnung. Evolventen beschreiben alle Punkte eines um das Rad gelegten undehnbaren Fadens, wenn er von diesem abgewickelt wird.

Es seien R und r (Fig. 298) die Halbmesser der Theilkreise zweier Räder, M und m deren Mittelpunkte, n ihr Berührungspunkt. Man ziehe durch n eine Gerade $\overline{ae}$, welche die Centrallinie $\overline{mM}$ unter einem spitzen Winkel (gewöhnlich 75⁰) schneidet, errichte auf ae die Senkrechten $\overline{Ma}$ und $\overline{me}$ und beschreibe mit $\overline{Ma}$ und $\overline{me}$ als Radien Kreise, so sind diese die Grundkreise, durch deren Abwickelung die Zahnformen der Evolventenverzahnung entstehen. Man trage von a und e aus auf beiden Grundkreisen kleine, jedoch gleich grosse Strecken auf, $\widehat{aa_1} = \widehat{a_1a_2} = \widehat{a_2a_3} \ldots$, dann ziehe man in jedem der Theilpunkte a_1, $a_2 \ldots$ eine Tangente an den Grundkreis und mache die Länge einer jeden derselben gleich dem abgewickelten Bogen vom Punkte a bis zu ihrem Berührungspunkte, also $\overline{a_1b_1} = \widehat{a_1a}$; $\overline{a_2b_2} = \widehat{a_2a}$; $\overline{a_3b_3} = \widehat{a_3a} \ldots$ Die Curve, welche diese Punkte a, b_1, b_2, $b_3 \ldots$ verbindet, bildet die Fadenlinie oder Evolvente, welche die Zahnbegrenzungcurve darstellt. Die Zahnbegrenzungscurve des anderen Rades wird in ganz entsprechender Weise gefunden. Die entgegengesetzte Seite jedes Zahnes wird durch eine der gefundenen Curve ganz gleiche begrenzt. Reicht der Zahnfuss bis innerhalb des Umfanges der Grundkreise, so schliesst man an den Evolventenbogen noch eine gegen den Kreismittelpunkt gerichtete Gerade ac an, d. h. man begrenzt den Zahn innerhalb der Grundkreise radial. Für Zahnstangen ist bei dieser Verzahnung die Zahnbegrenzung eine um 75⁰ gegen die Theilgerade geneigte gerade Linie. Daher die einfache und bequeme Herstellung dieser Zähne durch Handarbeit.

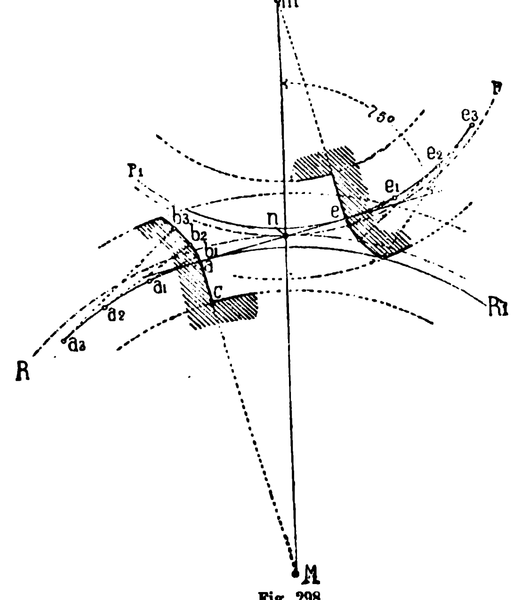


Fig. 298.

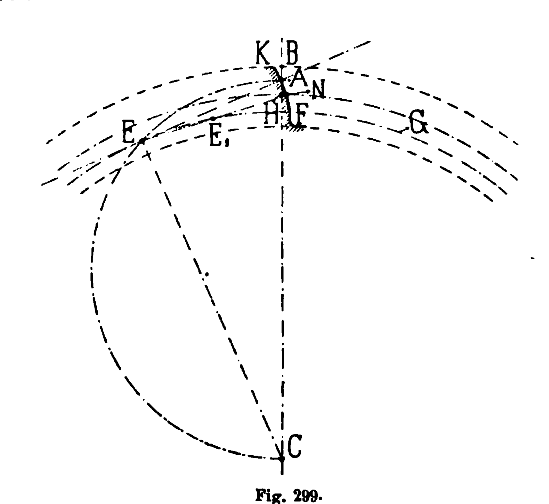


Fig. 299.

Ersatz der Evolventen durch Kreisbogen. Auch die Evolventenverzahnung lässt sich näherungsweise durch Kreisbogen ersetzen und zwar bei Rädern unter 56 Zähnen durch zwei Kreisbogen, bei solchen über 56 Zähnen mit einem Kreisbogen. Fig. 299 zeigt die Construction mittelst zweier Kreisbogen. Man mache $\overline{AH} = \overline{AB}$ und beschreibe über CA einen Halbkreis, lege durch A unter 75⁰ gegen $\overline{BC}$ eine Gerade; wo diese in E den Halbkreis schneidet, dort ist der Mittelpunkt des Zahnbogens, der durch A geht und zwischen Kopf- und Theilkreis liegt. Der Durchschnittspunkt E_1 von $\overline{EN}$ mit dem Grundkreis G ist der Krümmungsmittelpunkt für die Zahnflanke zwischen Grund- und Theilkreis. Hieran schliesst sich ein kurzes radiales, bis zum Fusskreis reichendes Zahnstück.

Für Räder von mehr als 56 Zähnen genügt zwischen Kopf- und Fusskreis ein Kreisbogen, dessen Mittelpunkt auf dem Grundkreise in E liegt.

Bei einer Zähnezahl unter 56 ist der Fusskreis der Zähne kleiner als der Grundkreis. Das zwischen beiden liegende Stück der Zahnflanke ist gerade und radial. Bei 52—72 Zähnen fallen Fusskreis und Grundkreis zusammen. Bei mehr als 72 Zähnen ist der Fusskreis grösser als der Grundkreis.

Punkt- und Triebstockverzahnung. Wählt man den Radkreis bei der einfachen Cykloidenverzahnung so gross, wie den Theilkreis des kleineren der beiden zusammenarbeitenden Räder, so ergeben sich für den Theilkreis, auf welchem er rollt, cyklische Curven (Aufradlinien bei aussenverzahnten Rädern, Inradlinien bei innen verzahnten); für den anderen, ihm an Grösse gleichen Theilkreis entsteht keine Curve, das Zahnprofil geht vielmehr in einen im Theilkreis liegenden Punkt über (Punktverzahnung). Da in

Wirklichkeit ein treibender Punkt nicht ausführbar ist, so muss behufs Verwendung dieser Verzahnungsmethode eine Erweiterung eintreten, der Punkt muss in einen Kreis übergehen und der treibende Theil als ein cylindrischer, über jenem stehender Körper, Triebstock, gebildet werden (Fig. 300).

Der Radius r jenes Kreises wird $^{19}/_{80}$ der Theilung t gewählt; die Zahncurve des anderen Rades erhält man alsdann, indem man eine um den Radius r von der ursprünglichen Zahncurve C_1D abstehende Aequidistante verzeichnet. Die Eingrifflinie fällt mit dem kleineren Theilkreise zusammen; die Eingriffstrecke (gleich dem Eingriffbogen) muss grösser als $1{,}1\,t$ sein. Der Eingriff beginnt in der Centrallinie und erfolgt von dieser aus bis zum Durchschnittspunkte der Eingrifflinie mit dem Kopfbegrenzungskreise, der vorstehender Bedingung entsprechend zu legen ist. Das Fussprofil der Zähne kann entweder radial begrenzt oder abgerundet in den Kranz übergehen.

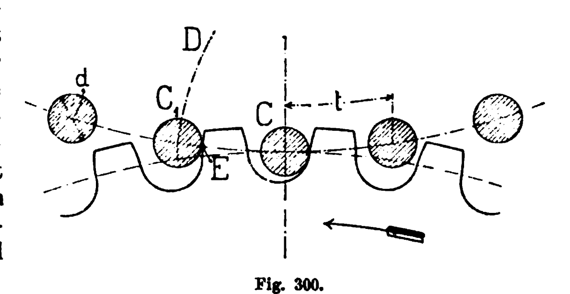


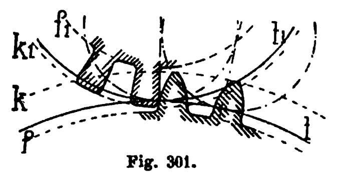
Fig. 300.

Triebstöcke giebt man immer dem getriebenen Theile (Rad oder Zahnstange), weil alsdann die Zahnwurzel zuerst eingreift und die Unrichtigkeit des Eingriffes, die eine Folge der Abnutzung ist, etwas vermindert wird.

Erhält die Stange die Triebstöcke, so bekommt das Rad nach der Kreisevolvente gestaltete Zähne; hat das Rad Triebstöcke, so sind die Zähne der Stange nach einer Cykloide zu krümmen. Obgleich die Triebstockverzahnung die geringste Zahnreibung verursacht, ist die Abnutzung der Triebstöcke bedeutend, da diese den Zahndruck immer nur auf einem verhältnissmässig kleinen Theil ihrer Oberfläche aufnehmen. Da sich Zahnstangen mit Triebstöcken sehr leicht aus Schmiedeeisen herstellen lassen (Stockleitern), und dieses weit besser den Kälteeinflüssen zu widerstehen vermag als Guss, so finden sich solche Zahnstangen, meist zwei Schienen, die durch die Triebstöcke verbunden sind, häufig bei Wasserschützen u. s. w.

Für Kettenräder müssen die Zahncurven Aequidistanten zu Kreisevolventen sein, die durch Wälzen des Radkreises entstanden sind.

Die Geradflankenverzahnung liefert Einzelräder und empfiehlt sich bei Holzeisenrädern namentlich für Winkeltriebe, weil sie die Flanken der Holzzähne als ebene Flächen darstellen lässt. Der Durchmesser des Rollkreises wird gleich dem Theilkreishalbmesser des Rades mit den Geradflankenzähnen gemacht, wodurch die sonst hypocykloidischen Begrenzungslinien der Zahnprofile in Gerade übergehen. Die Zähne des zweiten Rades sind bei äusserer Verzahnung nach wie vor epicykloidisch, bei innerer Verzahnung, wo das Hohlrad die gekrümmten Zähne erhält, hypocykloidisch geformt. In der Ausführung setzt man meist dem treibenden Rade die krummen Zähne auf und macht nur eine Ausnahme bei Verwendung der Holzeisenräder, wo, wie auch sonst immer gebräuchlich, dem treibenden Rade die Holzzähne gegeben werden. Die Entfernung des Fusskreises f_1 vom Theilkreis t_1 ist 0,6, die des Kopfkreises k_1 0,1 der Theilung. Beim Eisenzahnrad beträgt die Zahnkopflänge 0,5, die des Zahnfusses 0,2 der Theilung t.


Fig. 301.

Zahnreibung.

Dieselbe hängt hauptsächlich von den Verzahnungscurven ab, lässt sich aus der Form, Grösse und Lage der Eingrifflinie bestimmen und ist wesentlich verschieden bei Zahnrädern mit äusserem und innerem Eingriff.

Die Zahnreibung ist eine Folge des Schleifens der zusammenarbeitenden Zahncurven aufeinander und wird stark beeinflusst von der Zähnezahl, da sie mit wachsenden Zähnezahlen rasch abnimmt.

Beim Reibungscoefficienten f (im Mittel $f = 0{,}15$, bei neuen und trocken gehenden Rädern $f = 0{,}20$—$0{,}25$), den Zähnezahlen z und z_1 und der Eingriffdauer e ist für den Arbeitsverlust A_1 durch die Zahnreibung (nach Reuleaux):

bei der Epi-Hypocykloidenverzahnung $p = \frac{A_1}{A} = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1}\right) \frac{e}{2}$;

bei der Evolventenverzahnung $p = \frac{A_1}{A} = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1}\right) {}^3/_4\, e$;

bei der Geradflankenverzahnung $p = \frac{A_1}{A} = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1}\right) e$.

Das positive Vorzeichen hat Gültigkeit bei aussenverzahnten Rädern, das negative, wenn ein Hohlrad (z_1) im Paare vorkommt.

Durchschnittlich ist zu setzen $p = \frac{A_1}{A} = 0{,}01 - 0{,}03$, also $A_1 = 0{,}01\,A - 0{,}03\,A$, d. h. die durch Zahnreibung verzehrte Arbeit ist 1—3% der gesammten Arbeit.

Die Abnutzung der Zähne wird bedingt durch die Grösse des Reibungscoefficienten, vom Drucke

der Zähne aufeinander und vom Verhältniss der übereinander hingleitenden Profiltheile. Der Differenz der letzteren ist es zuzuschreiben, dass trotz constanten Zahndruckes die Abnutzung ungleichmässig erfolgt. Die sich hieraus ergebende oft bedeutende Formänderung zeigt sich vornehmlich bei den Evolventenzähnen, da hier das geriebene Flankenstück innerhalb des Theilkreises gegen das darauf reibende des anderen Zahnkopfes besonders klein ist.

Zusammenstellung der Vortheile und Nachtheile der verschiedenen Verzahnungsarten.

Verzahnung	Vortheile		Nachtheile	
Triebstockverzahnung.	Wenig Reibungsverlust.		Grosser Verschleiss.	
Verzahnung nach der Epi- und Hypocykloide.	Satzräder können danach construirt werden.	Sämmtliche cykloidische Verzahnungen besitzen einen geringen gleichmässigen Verschleiss.	Die Zahnform lässt sich nur schwierig mit Genauigkeit herstellen.	Sämmtliche cykloidische Verzahnungen müssen sehr genau montirt sein. Ein geringer Lagerverschleiss macht den Zahneingriff schon unrichtig.
Geradflankenverzahnung.	Leicht herstellbare Zahnform.		Kurze Eingriffstrecke. Es können keine Satzräder danach construirt werden.	
Verzahnung nach der Epicykloide mit geradlinig begrenztem Zahnfuss.	Leicht herstellbare Zahnform.		Satzräder können danach nicht construirt werden.	
Evolventenverzahnung.	Einfache Herstellung. Satzräder lassen sich danach construiren. Der richtige Eingriff ist in hohem Grade unabhängig von der Montage und dem Lagerverschleiss.		Verschleiss findet nicht so gleichmässig statt wie bei cykloidisch verzahnten Rädern.	

Zuweilen ist es erforderlich, um den Zahnfuss genügend stark zu bekommen, denselben zu verstärken, dessen Ansatz an den Radboden möglichst in die Lücke zu ziehen; diese Erweiterung darf jedoch nicht die Bahn des eingreifenden Zahnkopfes des anderen Rades schneiden, da sonst Klemmungen unvermeidlich wären. Diese Bahn des Zahnkopfes findet sich auf folgende Art: Gegeben seien die Zahncurven as des einen und $a_1 s b_1$ des anderen Rades, deren Verlängerung $a_1 a_0$ ist; die Eingrifflinie xsy wird durch die Kopfkreise k und k_1 begrenzt. Man trage von s aus in der Richtung der zu profilirenden Zahnlücke die gleichen Theilkreisstücke $\widehat{s1}$, $\widehat{12}$, $\widehat{23}$ ... und $s1'$, $1'2'$, $2'3'$ auf den Theilkreisen auf, nehme nacheinander sa, $1a$, $2a$, $3a$ ... in den Zirkel und beschreibe mit diesen Längen als Radien aus $1'$ $2'$ $3'$ ... Kreise, so hüllen diese die Kopfbahn (das theoretische Profil des Zahnfusses) ein, welche das sanft in den Fusskreis übergehende wirkliche Profil $a_1 f_1$ des Zahnfusses tangiren muss. Das genannte theoretische Profil ist eine verlängerte oder verkürzte cyklische Curve.

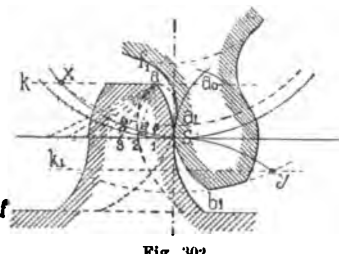


Fig. 302.

Die obere Begrenzung des Zahnprofiles — der Kopfkreis — wird bei den meisten Ausführungen um 0,3 der Theilung t vom Theilkreis aus nach aussen, der Fusskreis um 0,4 der Theilung t nach innen gelegt, sodass die gesammte Zahnhöhe 0,7 der Theilung beträgt.

Construction der Zahnräder.

Stirnräder. Es bezeichne allgemein n die Umdrehungszahl eines Rades in der Minute, R den Theilkreishalbmesser, t die Theilung, z die Zähnezahl, e die Axenentfernung, i das Uebersetzungsverhältniss eines Räderpaares, so ist

$$R = \frac{z}{2} \cdot \frac{t}{\pi}; \; z = \frac{2R\pi}{t}; \; \frac{t}{\pi} = \frac{2R}{z}; \; t = \frac{2R\pi}{z}; \; \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1} = i; \; e = R_1 + R_2 \text{ für äussere Verzahnung}; \; e = R_1 - R_2 \text{ für innere Verzahnung.}$$

Erhält man in einem bestimmten Falle bei gegebenem Radius R und bekannter Theilung t für die Zähnezahl z einen Bruch, so wählt man die nächstliegende ganze Zahl und berechnet aus dieser rückwärts den wirklich auszuführenden Werth R oder t, je nachdem es zulässig ist, den einen oder anderen um ein Geringes zu verändern.

Tabelle zur Bestimmung der Ausdrücke $\frac{t}{\pi}$ und $\frac{\pi}{t}$, wenn gegeben die Theilung t.

t	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{\pi}{t}$	t	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{\pi}{t}$	t	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{\pi}{t}$	t	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{\pi}{t}$
10	3,183	0,31416	26	8,276	0,12083	50	15,915	0,06283	100	31,831	0,03142
12	3,820	0,26180	30	9,549	0,10472	60	19,099	0,05236	110	35,014	0,02856
15	4,775	0,20944	35	11,141	0,08976	70	22,282	0,04488	120	38,197	0,02618
18	5,729	0,17453	40	12,732	0,07854	80	25,465	0,03927	130	41,380	0,02417
22	7,003	0,14280	45	14,324	0,06981	90	28,648	0,03491	140	44,563	0,02244

Bei einer als ganze Zahl angenommenen Theilung t ergiebt sich wegen der Irrationalität von π in der Regel ein Werth für R, der erst abgerundet werden muss, ehe er mit dem Zirkel aufgetragen werden kann, und diese Aenderung fällt bei beiden Rädern ungleichmässig aus, bringt also auch eine ungleiche Theilung hervor. Ist auch die Differenz meist unbedeutend, so ist doch wegen der Unbequemlichkeit des Rechnens mit π eine andere, neuerdings vielfach verbreitete Theilmethode, die Durchmessertheilung, sehr empfehlenswerth. Man wählt einfach die Stufen der Theilung nicht nach Bruchtheilen oder Vielfachen der Maasseinheit, sondern nach einfachen Bruchtheilen oder Vielfachen der πfachen Maasseinheit, sodass $\frac{t}{\pi}$ (die Stichzahl) eine ganze Zahl ist.

Tabelle über die Theilung t, wenn $\frac{t}{\pi}$ als ganze Zahl gegeben ist.

$\frac{t}{\pi}$	t	$\frac{t}{\pi}$	t	$\frac{t}{\pi}$	t	$\frac{t}{\pi}$	t
3	9,425	8	25,133	16	50,265	28	87,965
4	12,566	9	28,274	18	56,549	32	100,531
5	15,708	10	31,416	20	62,832	36	113,097
6	18,850	12	37,699	22	69,115	40	125,664
7	21,991	14	43,982	25	78,540	45	141,372

Die Berechnung der Zahnräder erfolgt nach Annahme der Radien oder der Zähnezahlen und nach Maassgabe der Uebersetzungszahl. Die kleinste vorkommende Zähnezahl bei Cykloidenverzahnung ist $z = 9$, selten 8. Beim Rad mit Zahnstange, sowie bei innerer Verzahnung genügen 4—5 Zähne. Bei Kreisevolventenverzahnung sind die niedrigsten Zähnezahlen 15 und 15; 13 und 17; 11 und 19; will man beständig zwei Zähne im Eingriff haben, so sind bei dieser Art von Verzahnung die niedrigsten Zahlen 30 und 80, 40 und 60, 50 und 50.

Vortheilhaft in Bezug auf regelmässigen und leichten Gang ist es, die Räder gross zu machen, zumal wegen der Ungenauigkeit der Zähne; ein linearer Fehler, welcher zu ungunsten des gleichmässigen Ganges einwirkt, entspricht, am Umfange des grösseren Rades gemessen, einem kleineren Centriwinkel als am Umfange des kleineren Rades gemessen. Auch nutzen sich die Zähne kleinerer Räder weit rascher ab als die grösserer Räder, weil sie grösseren Druck auszuhalten haben und mehr zum Eingriff kommen. Ferner wird bei grossem Zahnradius die am Umfang wirkende Kraft, daher die Theilung und die Zahnhöhe klein, der Eingriff kurz und die Anzahl der Zähne gross; die auftretende Zahnreibung aus all diesen Gründen gering. Bei langsam umlaufenden, sogenannten Krahnrädern giebt man dem kleinsten Rad nicht gern weniger als 12—15 Zähne; bei Transmissionsrädern sollte man dem treibenden nicht weniger als 30, dem getriebenen mindestens 40 Zähne geben.

Obschon der Gebrauch, die Zähnezahlen zusammenarbeitender Räder als relative Primzahlen zu wählen, durch den hiermit gewonnenen Umstand, dass jeder Zahn des einen Rades mit allen andern des eingreifenden Rades in Eingriff kommt, vielfach vortheilhaft ist, kommt man doch neuerdings mehr und mehr davon ab, da die Vertheilung der Arme zuweilen mit Schwierigkeiten verbunden ist. Die Uebersetzung soll um so geringer sein, je rascher die Räder laufen, bei Transmissionsrädern mit $n \geq 100$ Umdrehungen nicht über $i = 3$, bei geringeren Geschwindigkeiten 4; bei Wasserrädern wie bei Krahnrädern kommt als höchste Uebersetzung die 5- und 6fache vor. Bei Aufzugsmaschinen geht man mit den Uebersetzungen ins Langsame höchstens bis 12. Bei verlangten höheren Uebersetzungen benutzt man mehrfache Vorgelege und ist alsdann, wenn $z_1, z_2, z_3, z_4 \ldots$ die Zähnezahlen der einzelnen ineinander greifenden Räder sind: $i = \left(\frac{z_1}{z_2}\right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_4}\right) \cdot \left(\frac{z_5}{z_6}\right)$.

Die Höhe der gebräuchlichen Zähne beträgt, wie bereits erwähnt, 0,7 der Theilung, selten mehr und nur bei Rädern, die heftigen Stössen ausgesetzt sind, weniger; von dieser gesammten Höhe entfallen 0,3 der Theilung auf den Zahnkopf (über dem Theilkreis); 0,4 auf den innerhalb des Theilkreises gelegenen Fuss. Die Zahndicke beträgt $^{19}/_{40}\, t$, die Zahnlücke $^{21}/_{40}\, t$; der Spielraum zwischen dem Kopf des einen und dem Boden der Lücke des anderen Rades $0{,}1\, t$. Ein gewisser Spielraum zwischen den Zähnen sowie

zwischen den Radkörpern und Zahnköpfen ist wegen ungenauer Herstellung und dazwischen gelangender Schmutztheilchen erforderlich, damit keine Klemmungen und Zahnbrüche eintreten. Obige Angaben passen für sorgfältig durch Guss erzeugte Zähne; genau ausgefräste bedürfen eines geringeren Spielraumes. Die Breite der Zähne beträgt bei langsam laufenden Rädern (Krahnrädern, Umdrehungszahl $n \leqq 50$) $b = 2\,t - 2{,}5\,t$; bei schnelllaufenden Rädern (Triebwerksrädern) $b = 2{,}5\,t - 4\,t$.

Für die Berechnung der Zahndimensionen wird angenommen, dass die Zahndicke im Grundkreise ebenso gross ist wie im Theilkreise, dass der Zahndruck P am Kopfe angreift und den Zahn längs des Grundkreises von dem Radkörper loszubrechen trachtet. Da aber ein steter Eingriff der Zahnräder verlangt wird, so muss, wenn der Eingriff eben am Kopfende des einen Zahnes eintritt, derselbe auch bereits bei dem nächsten, resp. vorhergehenden Zahnpaare statthaben; der gesammte Druck wird sich sonach auf zwei Zähne vertheilen und die wirkliche Beanspruchung eine noch geringere sein, als nach den gemachten Voraussetzungen als statthaft angenommen wurde.

Für **Krahnräder** wählt man die Beanspruchung der gusseisernen Zähne ungefähr $S = 2{,}5$ kg pro qmm des Zahnquerschnittes.

Bei der Zahntheilung t in mm, der Zahnbreite b in mm, der Zahnlänge (radiale Dimension) l in mm, der Zahn(fuss)dicke d in mm, dem Zahndrucke P in kg und der im Zahne eintretenden Biegungsspannung S, gilt allgemein:

$$b\,t = 6 \cdot \frac{P}{S}\left(\frac{l}{t}\right)\left(\frac{t}{d}\right)^2$$ und für die angenommenen Verhältnisse zwischen Zahnlänge und Dicke

$$b\,t = 16{,}8 \cdot \frac{P}{S}.$$

Die Theilung berechnet sich nach folgenden Formeln:

$$t = 2{,}74\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot P};\quad \frac{t}{\pi} = 0{,}87\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot P};\qquad t = 2{,}74\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{(PR)}{R}};\quad \frac{t}{\pi} = 0{,}87\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{(PR)}{R}};$$

$$t = 2318\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{1}{R}\cdot\frac{N}{n}};\quad \frac{t}{\pi} = 738\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{1}{R}\cdot\frac{N}{n}};$$

$$t = 3{,}61\sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{(PR)}{z}};\quad \frac{t}{\pi} = 1{,}15\sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{(PR)}{z}};\qquad t = 323\sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{1}{z}\cdot\frac{N}{n}};\quad \frac{t}{\pi} = 103\sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{1}{z}\cdot\frac{N}{n}}.$$

Das Verhältniss der Zahnbreite zur Theilung wird bei Krahnrädern $\frac{b}{t} = 2 - 2{,}5$ genommen, demnach ist $\frac{t}{b} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2{,}5}$.

Eine grössere Theilung als etwa 140 mm liebt man nicht und umgeht solche entweder durch eine grössere Verbreiterung der Räder bei unveränderter Annahme der zulässigen Spannung oder durch ein- oder beiderseitiges Einbauen der Zähne, wobei alsdann eine höhere Spannung gewählt werden darf.

Für **Triebwerksräder** richtet sich die Grösse der zulässigen Biegungsbeanspruchung der Zähne nach der Geschwindigkeit, mit welcher diese Räder umlaufen, und kann genommen werden pro qmm

$S =$	2,2	2,1	1,9	1,8	1,7	1,5	1,4 kg
für die Geschwindigkeit $v =$	1	2	4	6	8	10	12 m pro Secunde

Die Theilung kann hiernach aus folgenden Gleichungen ermittelt werden:

$$t = 4{,}1\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{P}{S}};\quad t = 4{,}1\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{(PR)}{R}\cdot\frac{1}{S}};$$

$$t = 3469\sqrt{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{1}{RS}\cdot\frac{N}{n}};\quad t = 4{,}727\sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{(PR)}{z}\cdot\frac{1}{S}};\quad t = 423\sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right)\cdot\frac{1}{z.S}\cdot\frac{N}{n}};$$

Um nicht eine zu bedeutende Theilung zu erhalten, die bei angenommenem Radhalbmesser eine geringe Anzahl dicker und langer Zähne liefern würde, nimmt man bei diesen Rädern allgemein die Breite grösser und setzt das Verhältniss $\frac{b}{t} = 2{,}5 - 3 - 3{,}5 - 4$, $\frac{t}{b}$ also $\frac{1}{2{,}5} - \frac{1}{3} - \frac{1}{3{,}5} - \frac{1}{4}$.

Ergiebt sich hier eine Theilung, welche 140 mm überschreitet, so bringt man zwei oder mehrere gleiche Räder auf dieselbe Welle und versetzt dieselben gegeneinander, sodass, wenn etwa 3 solcher Räder vorhanden, jedes derselben um $\frac{1}{3}$ der Theilung gegen das vorhergehende versetzt ist und die correspondirenden Zähne stufenförmig angeordnet erscheinen. Zuweilen versetzt man auch in solcher Art die Zähne von recht breiten einzelnen Rädern (Staffel- oder Etagenräder). Die eine oder andere Anordnung ergiebt bei genauer und sorgfältiger Ausführung einen ruhigen gleichförmigen Gang.

Als empfehlenswertheste kleinste Theilungen, unter welche man nicht gehen sollte, sind die aus folgender Gleichung sich ergebenden Resultate zu betrachten:

t in mm $= 10\,\text{mm} + 0{,}036\,R$, wobei R, der Radhalbmesser, in mm einzuführen ist.

Holzzahnräder, die oft des ruhigen Ganges halber mit Eisenzahnrädern zusammen verwendet werden, bedürfen wegen der geringeren Festigkeit des Materiales bei gleicher Breite grösserer Dickendimensionen als die entsprechenden Eisenzähne. Die für die dicken Holzzähne erforderlichen Räume werden durch Erweitern der Lücken eines gewöhnlichen, für den Eingriff mit Eisenzähnen berechneten Rades gewonnen. Durch Abarbeiten der Eisenzähne, das ohnedies bei Verwendung von Holz-Eisenzähnen geboten ist, sollen diese im Theilkreis 0,42 der Theilung gemacht werden. Die Zahnstärke des Holzzahnes wird dann $0{,}54\,t$ und der Spielraum $0{,}04\,t$. Auf diese Weise umgeht man die Herstellung eines besonderen Gussmodelles für das Eisenrad. Wird dieses aber angefertigt, so geschieht die Berechnung der Eisen- und der Holzzähne genau nach den im Folgenden gegebenen Regeln.

Bei Holz-Eisenrädern soll stets das treibende Rad die Holzzähne erhalten, wenigstens wenn sein Durchmesser nicht gar zu klein ist, da im entgegengesetzten Falle infolge des Gleitens, welches beim getriebenen Rade von der Spitze der Zähne nach dem Fusse fortschreitet, diese ausserordentlich abgenutzt werden und alsdann häufig zu erneuern sind.

Hat sich für zusammenarbeitende Eisenzahnräder eine Theilung t ergeben, so nehme man diejenige

für zusammenarbeitende Holz- und Eisenzähne . . . . . . $t_1 = 1{,}4\,t$
für Holzzähne, die mit Holzzähnen zusammen arbeiten . . . $t_1 = 1{,}58\,t$
bei Zähnen aus Schmiedeeisen . . . . $t_1 = 0{,}7\,t$
bei Zähnen aus Messing oder Bronze . . . . $t_1 = 1{,}3\,t$

Bei all diesen Veränderungen der Theilung ist wohl zu beachten, dass der einmal angenommene Theilkreishalbmesser seine Grösse unverändert beibehält und eine Veränderung der Theilung stets eine Veränderung der Zähnezahlen nach sich zieht.

Radkranz. Die Stärke des Radkranzes richtet sich nach der Grösse der Beanspruchung; es ist jedoch auch die Bedingung maassgebend, dass der Kranz bei seiner Abkühlung nach dem Guss nicht unrund werden darf. Beiden Bedingungen wird Genüge geleistet, wenn man die Kranzstärke für Eisenzahnräder im Mittel $k = 0{,}5\,t$ macht. Besitzt der Kranz am inneren Umfange eine Verstärkungsrippe, so darf seine radiale Dicke auch etwas schwächer gehalten werden. Als kleinste Kranzstärke ist $k_{\min} = 5\,\text{mm} + 0{,}018\,R$ (wobei R in mm) anzusehen.

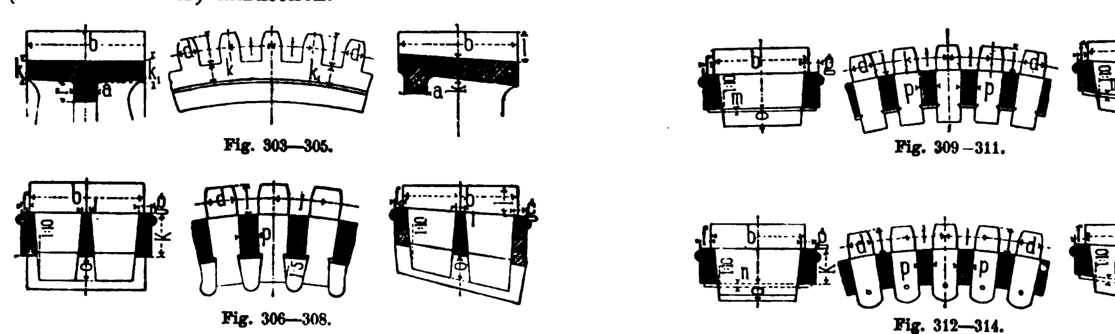


Fig. 303—305.

Fig. 309—311.

Fig. 306—308.

Fig. 312—314.

Bei Rädern mit Holzzähnen erhält der Kranz eine aus Fig. 306—314 ersichtliche Form; er ist nicht massiv, sondern von Löchern mit radial verlaufenden Wandungen, welche zur Aufnahme der Zähne bestimmt sind, durchbrochen. Die Zähne werden entweder durch Blech- oder Holzkeile, welche an der Kranzinnenseite zwischen die Zahnstiele eingetrieben werden (Fig. 306—311), oder durch in letztere getriebene Stahlstifte (bis 5 mm stark) befestigt (Fig. 312—314). Holzzähne von mehr als 200 mm Breite werden als nebeneinander sitzende Doppelzähne (Fig. 306—308) ausgeführt. Die Zahl der Holzzähne ist stets so einzurichten, dass die Rippen der Arme auf eine Zahnlücke treffen. Der Anschluss der Arme an den Kranz ist aus Fig. 315—318 ersichtlich.

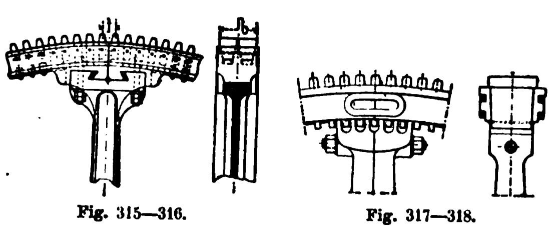


Fig. 315—316.

Fig. 317—318.

Radarme. Bei kleinen Zahntrieben giesst man den Raum zwischen Radkranz und Nabe fast in der Dicke des Kranzes voll. Bei etwas grösseren Dimensionen nimmt eine starke Scheibe (vergl. Fig. 319), zuweilen durch Rippen verstärkt, diese Stelle ein. In den meisten Fällen aber werden Kranz und Nabe durch Arme miteinander verbunden, welche bei Stirnrädern meist in kreuzförmigem Querschnitt, bei denjenigen Stirnrädern aber, die billig in der Herstellung sein sollen, und bei den Kegelrädern in T-Form ausgeführt werden.

Tabelle über Theilung, Zahndicke und Zahnkranzdimensionen der Holz- und Eisenräder bei bekanntem Werthe $\frac{1}{R} \cdot \frac{N}{n}$. (Vergl. Fig. 303—314).

Werthe von $\frac{1}{R} \cdot \frac{N}{n}$. $b = 2t$	$b = 2,5t$	$b = 3t$	Theilung mm	Stärke d in mm bei Eisen	Stärke d in mm in Holz	Stärke d bei Eisen in Eisen in mm	Zahnkranzdicke bei Holzzähnen mm	Zahnkranzdicke bei Eisenzähnen mm	f mm	g mm	$r = p$ mm	$f_1 = i$ mm	$o = a$ mm	m mm	k_1 mm	n mm
0,000335	0,000419	0,000503	30	12	16	14,2	34	15	13	18	14	9	27	3	14	1,5
0,000405	0,000507	0,000608	33	13	18	15,7	36	16	14	19	15	9	28	3	15	1,5
0,000482	0,000603	0,000724	36	14	20	17,1	38	18	15	20	16	10	30	3,5	17	1,5
0,000566	0,000708	0,000849	39	16	22	18,5	40	20	16	21	17	10	31	4	19	2
0,000657	0,000821	0,000985	42	17	23	19,9	42	21	17	22	18	11	33	4	20	2
0,000754	0,000942	0,001131	45	18	25	21,4	44	22	17	23	19	11	34	4	21	2
0,000858	0,001072	0,001286	48	20	26	22,8	46	24	18	24	20	12	36	4,5	23	2
0,000968	0,001210	0,001452	51	21	28	24,2	48	25	19	25	21	12	37	5	24	2,5
0,001086	0,001357	0,001628	54	22	30	25,6	50	27	20	26	22	13	39	5	26	2,5
0,001209	0,001511	0,001814	57	23	31	27	52	29	21	27	23	13	40	5,5	28	2,5
0,001340	0,001675	0,002010	60	24	33	28,5	54	30	22	28	24	14	42	6	29	2,5
0,001477	0,001846	0,002216	63	25	35	29,9	56	31	23	29	25	14	43	6	29	3
0,001622	0,002026	0,002432	66	26	37	31,4	58	33	24	30	26	15	45	6,5	31	3
0,001772	0,002215	0,002657	69	28	38	32,8	60	34	25	31	27	15	47	7	31	3
0,001930	0,002412	0,002894	72	29	40	34,2	62	36	26	32	28	16	48	7	33	3
0,002094	0,002617	0,003141	75	30	41	35,6	64	38	27	33	29	16	50	7,5	35	3,5
0,002264	0,002830	0,003396	78	31	43	37	66	40	27	34	30	17	51	8	37	3,5
0,002442	0,003052	0,003663	81	32	45	38,5	68	41	28	35	31	17	53	8	38	3,5
0,002626	0,003282	0,003939	84	34	46	39,9	70	42	29	36	32	18	54	8	39	3,5
0,002817	0,003521	0,004226	87	35	48	41,3	72	44	30	37	33	18	56	8,5	41	4
0,003015	0,003768	0,004522	90	36	50	42,7	74	45	31	38	34	19	57	9	42	4
0,003220	0,004024	0,004829	93	37	51	44,1	76	47	32	39	35	19	59	9	44	4
0,003434	0,004287	0,005145	96	38	53	45,5	78	48	33	40	36	20	60	9,5	45	4
0,003648	0,004560	0,005472	99	40	54	46,9	80	50	34	41	37	20	62	10	46	4,5
0,003872	0,004840	0,005809	102	41	56	48,4	82	51	35	42	38	21	63	10	47	4,5
0,004104	0,005129	0,006156	105	42	58	49,8	84	52	36	43	39	21	65	10,5	48	4,5
0,004344	0,005426	0,006512	108	43	59	51,2	86	54	37	44	40	22	67	10,5	50	4,5
0,004596	0,005732	0,006879	111	44	61	52,7	88	55	37	45	41	22	68	11	51	5
0,004837	0,006046	0,007256	114	46	63	54,1	90	57	38	46	42	23	70	11	53	5
0,005096	0,006368	0,007643	117	47	64	55,5	92	59	39	47	43	23	71	11,5	55	5
0,005360	0,006699	0,008040	120	48	66	57	94	60	40	48	44	24	73	12	56	5
0,005910	0,007384	0,008864	126	50	69	59,9	98	63	42	50	46	25	76	12	59	5
0,006486	0,008104	0,009728	132	52	73	62,7	102	66	44	52	48	26	79	12	62	5
0,007088	0,008860	0,010633	138	54	76	65,5	106	69	46	54	50	27	82	12	65	5

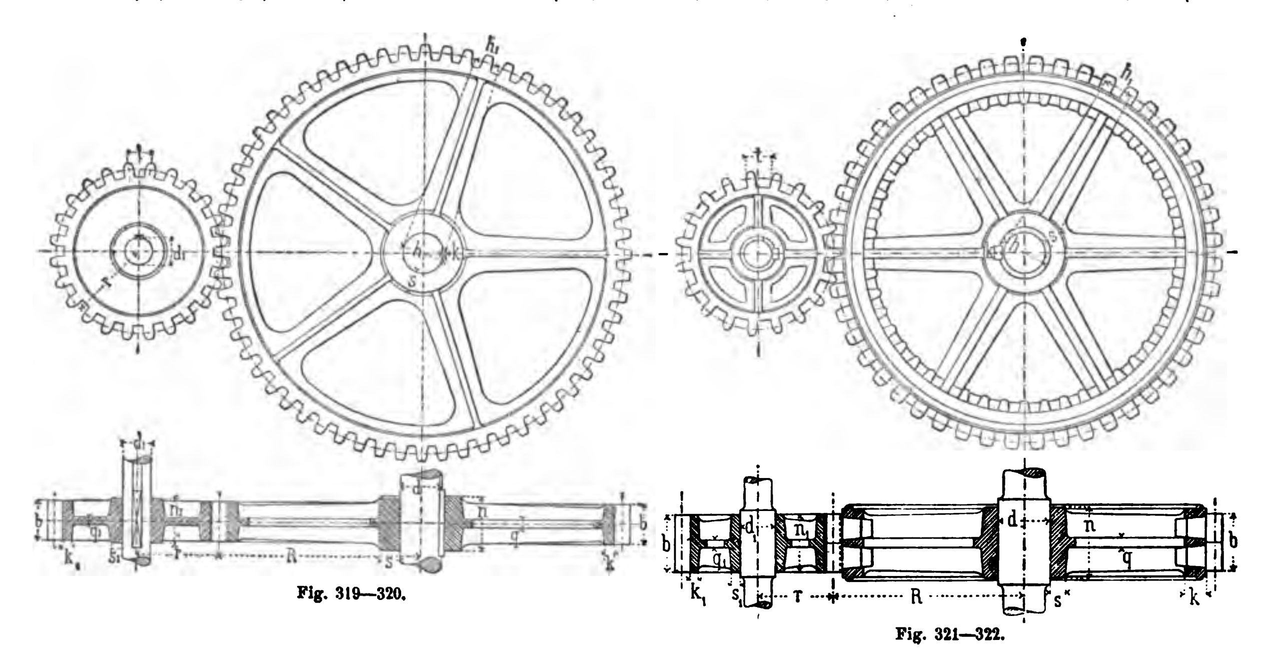


Fig. 319—320.

Fig. 321—322.

Die Anzahl der Arme richtet sich nach der Zahl der Zähne, sodass letztere durch erstere theilbar ist; sie kann derjenigen ganzen Zahl (wenn $\frac{R}{d} < 6$), oder derjenigen ganzen geraden Zahl (wenn $\frac{R}{d} > 6$) gleichgesetzt werden, die eben diesem Werthe $\frac{R}{d}$ am nächsten liegt. (Vergl. auch nachstehende Tabelle).

Die Armbreite h wird in der Mitte gleich 2—2,5 t genommen oder bestimmt sich aus nachstehender Tabelle; die Armbreite h_1 am Kranz beträgt 0,7—0,75 des für die Mitte gefundenen Werthes. Die Armdicke q wird zu 0,2 der Armbreite h, die Rippendicke p zu 0,8 der Armdicke q angenommen, also

$$h_1 = 0{,}7\,h - 0{,}75\,h; \quad q = \frac{h}{5}; \quad p = {}^4/_5\,q = {}^4/_{25}\,h = 0{,}16\,h.$$

Es ist darauf zu achten, dass die Armdicke q zwischen den Grenzen 0,4 t und 0,55 t liege. Bei Rädern mit hölzernen Zähnen soll $\frac{h}{2}$ ungefähr $= 0{,}9\,t$ sein. Wird diese Bedingung nach Obigem nicht erfüllt, so ändert man die Armdicke um und findet alsdann die neue Armbreite nach $\frac{h_n}{h} = \sqrt{\frac{q}{q_n}}$, wenn h die alte, h_n die neue Armbreite, q die alte, q_n die neue Armdicke darstellt.

Giebt man den Armen elliptischen Querschnitt, so wird der grösste Durchmesser derselben $h_e = 0{,}9\,h$, der kleinste Durchmesser $q_e = \frac{h_e}{2}$.

Tabelle der Armbreite.

h = Breite der Radarme in mm	Werthe $\frac{N}{n} = \frac{\text{Anzahl der Pferdekräfte, die das Rad überträgt}}{\text{Anzahl der Umgänge des Rades pro Minute}}$ für			
	4 Arme	6 Arme	8 Arme	10 Arme
40	0,017	0,026	—	—
50	0,036	0,054	0,072	—
60	0,059	0,088	0,117	0,146
70	0,099	0,149	0,198	0,248
80	0,139	0,208	0,277	0,347
100	0,289	0,433	0,578	0,772
120	0,469	0,703	0,937	1,172
140	0,794	1,191	1,589	1,919
160	1,110	1,665	2,221	2,778
180	1,582	2,373	3,164	3,955
200	2,312	3,468	4,624	5,830
220	2,888	4,332	5,776	7,220
240	3,750	5,625	7,500	9,375

Nabe. Ihre Länge ist in Millimetern $n = b + 0{,}06\,R$, ihre Dicke $s = 0{,}4\,(d + 10)$, wobei R, der Radhalbmesser, und d, der ausgeführte Wellendurchmesser, in mm einzuführen ist. Die Keilbreite beträgt 0,35 s.

Nachstehend geben wir die Tabellen zweier renommirten Fabriken über Dimensionen und Gewichte ihrer Transmissionsräder.

Satzrädertabelle der Eisengiesserei von Otto Gruson & Co., Buckau-Magdeburg.

Druck, den der Zahn mit 20facher Sicherheit trägt in kg P.	Theilung in mm t.	Theilkreis-durchm. bei Z Zähnen mm $\frac{t}{3{,}14}\cdot Z$	Zahndicke im Theilkreis mm d	Zahnhöhe mm l	Kopfhöhe mm	Fusshöhe mm	Breite mm 2,5 t	Breite mm 3 t	Volle Getriebe. Zähne von—bis	4 Arme Zähne von—bis	4 Arme Gewicht in kg	6 Arme Zähne von—bis	6 Arme Gewicht in kg	8 Arme Zähne von—bis	8 Arme Gewicht in kg	10 Arme Zähne von—bis	10 Arme Gewicht in kg
										bei einer Breite von 2,5 t annähernd.							
40	15	4,775 . Z	7,0	11	5	6	37	45	20—40	41—90	0,10 (Z-7)	91—200	0,12 (Z-8)	201—300	0,14 (Z-8)		0,15 (Z-9)
75	20	6,366 . Z	9,5	14	6	8	50	60	14—34	35—85	0,24 (Z-7)	86—175	0,27 (Z-8)	176—300	0,32 (Z-8)		0,36 (Z-9)
120	25	7,958 . Z	12,0	18	8	10	60	75	11—31	32—80	0,45 (Z-7)	81—160	0,53 (Z-8)	161—300	0,62 (Z-8)		0,70 (Z-9)
175	30	9,549 . Z	14,5	22	10	12	75	90	11—25	26—72	0,80 (Z-7)	73—143	0,92 (Z-8)	144—248	1,08 (Z-8)	249—300	1,21 (Z-9)
240	35	11,140 . Z	17,0	25	11	14	85	105	11—24	25—68	1,26 (Z-7)	69—133	1,46 (Z-8)	134—220	1,72 (Z-8)	221—300	1,93 (Z-9)
300	40	12,732 . Z	19,0	28	12	16	100	120	11—23	24—64	1,90 (Z-7)	65—124	2,18 (Z-8)	125—205	2,56 (Z-8)	206—300	2,88 (Z-9)
390	45	14,324 . Z	21,5	32	14	18	110	135	11—22	23—60	2,68 (Z-7)	61—117	3,10 (Z-8)	118—193	3,64 (Z-8)	194—300	4,10 (Z-9)
480	50	15,916 . Z	24,0	36	16	20	125	150	11—21	22—58	3,69 (Z-7)	59—111	4,15 (Z-8)	112—184	5,00 (Z-8)	185—300	5,62 (Z-9)
580	55	17,507 . Z	26,5	40	17	23	140	165	11—20	21—55	4,90 (Z-7)	56—105	5,66 (Z-8)	106—176	6,65 (Z-8)	177—300	7,49 (Z-9)
700	60	19,099 . Z	29,0	44	19	25	150	180	11—19	20—52	6,37 (Z-7)	53—101	7,34 (Z-8)	102—168	8,64 (Z-8)	169—285	9,72 (Z-9)
820	65	20,690 . Z	31,5	48	21	27	160	195	11—18	19—45	8,10 (Z-7)	46— 98	9,34 (Z-8)	99—161	10,98 (Z-8)	162—265	12,36 (Z-9)
960	70	22,282 . Z	34,0	51	22	29	175	210	11—17	18—44	10,12 (Z-7)	45— 93	11,66 (Z-8)	94—154	13,72 (Z-8)	155—245	15,43 (Z-9)
1100	75	23,874 . Z	36,5	55	24	31	190	225	11—16	17—44	12,44 (Z-7)	45— 91	14,34 (Z-8)	92—149	16,89 (Z-8)	150—230	18,98 (Z-9)
1260	80	25,465 . Z	39,0	58	25	33	200	240	11—16	17—43	15,10 (Z-7)	44— 87	17,41 (Z-8)	88—145	20,48 (Z-8)	146—216	23,04 (Z-9)
1430	85	27,057 . Z	41,5	62	27	35	210	255	11—15	16—43	18,12 (Z-7)	44— 84	20,88 (Z-8)	85—140	24,56 (Z-8)	141—200	27,64 (Z-9)
1600	90	28,648 . Z	44,0	66	29	37	230	270	11—15	16—42	21,50 (Z-7)	43— 83	24,79 (Z-8)	84—136	29,16 (Z-8)	137—190	32,80 (Z-9)
1800	95	30,240 . Z	46,5	70	31	39	240	285	11—14	15—41	25,28 (Z-7)	42— 82	29,15 (Z-8)	83—133	34,30 (Z-8)	134—180	38,58 (Z-9)
2000	100	31,832 . Z	49,0	74	32	42	250	300	11—14	15—40	29,50 (Z-7)	41— 80	34,00 (Z-8)	81—130	40,00 (Z-8)	131—172	45,00 (Z-9)

Tabelle für Stirnräder mit Eisenzähnen von der Firma: Briegleb, Hansen & Co., Gotha.

Zulässiger Zahndruck P in kg	Theilung mm	Theilkreisdurchmesser $2R$ in mm	Breite = 3 × Theilung. Gewichte in kg			
			11—72 Zähne	73—108 Z.	109—144 Z.	145—180 Z.
208	25	7,9577 . Z.	0,5 . Z.	0,62 . Z.	0,77 . Z.	0,80 . Z.
300	30	9,5493 „	0,6 „	1,10 „	1,25 „	1,39 „
408	35	11,1408 „	1,32 „	1,68 „	1,98 „	2,21 „
533	40	12,7324 „	2,3 „	2,60 „	2,93 „	3,28 „
675	45	14,3239 „	3,2 „	3,78 „	4,10 „	4,65 „
833	50	15,9155 „	4,56 „	5,18 „	5,62 „	6,45 „
1050	55	17,5070 „	5,96 „	6,80 „	7,68 „	8,46 „
1200	60	19,0986 „	7,76 „	8,88 „	10,00 „	11,10 „
1400	65	20,6901 „	9,7 „	11,00 „	12,40 „	13,95 „
1630	70	22,2817 „	12,2 „	14,00 „	15,80 „	17,40 „
1875	75	23,8732 „	15,0 „	17,00 „	19,20 „	21,30 „
2130	80	25,4648 „	18,0 „	21,20 „	23,40 „	26,05 „
2400	85	27,0563 „	22,4 „	25,00 „	28,40 „	31,50 „
2700	90	28,6479 „	26,5 „	30,00 „	33,80 „	37,10 „
3000	95	30,2394 „	30,2 „	35,10 „	39,60 „	44,00 „
3330	100	31,8310 „	35,8 „	40,80 „	45,90 „	51,00 „
3675	105	33,4225 „	40,4 „	47,30 „	53,10 „	58,80 „
4030	110	35,0141 „	46,3 „	54,40 „	60,90 „	68,00 „
4400	115	36,6056 „	54,0 „	62,20 „	70,10 „	77,40 „
4800	120	38,1972 „	62,0 „	71,00 „	80,00 „	87,50 „
5200	125	39,7887 „	70,0 „	80,00 „	90,00 „	99,50 „
5620	130	41,3803 „	78,5 „	90,00 „	101,50 „	112,00 „
6075	135	42,9718 „	88,0 „	100,00 „	112,80 „	125,00 „
6530	140	44,5634 „	98,0 „	112,50 „	126,50 „	140,00 „
7000	145	46,1549 „	109,0 „	125,00 „	140,00 „	155,50 „
7500	150	47,7465 „	120,0 „	138,00 „	155,00 „	172,00 „

Bemerkungen. Der zulässige Zahndruck ist nach $P = \frac{t^2 S}{6}$ berechnet. S mit 2 kg pro qmm eingeführt. Für Räderpaare mit Holzkämmen, deren Stärke die 1,4fache der Eisenzähne ist, gilt (wenn für Eisen $S = 2$ kg, für Holz $S = 1$ kg gesetzt wird) $P = \frac{t^2}{4{,}32}$, somit wird die Theilung für Holzkammräder die 1,2fache der in der Tabelle angegebenen. Für konische Räder betragen die Gewichte durchschnittlich 0,92 von den in der Tabelle angeführten.

Kegelräder.

Während die cylindrischen oder Stirnräder die rotirende Bewegung auf parallele Wellen übertragen, bedarf es zur Fortleitung der Rotationsbewegung auf sich schneidende Wellen verzahnter Räder, welche nach Art der abgestumpften Kegel gebildet sind und deshalb den Namen „Kegelräder“ führen.

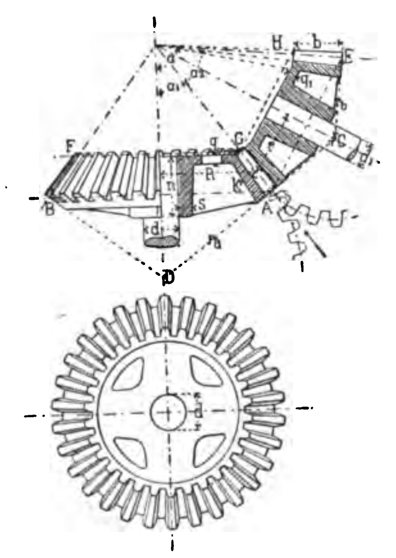


Fig. 323—324.

Die nach der Epi- oder Hypocykloide gestalteten Zahnflächen der Stirnräder kann man entstehen denken durch Wälzen eines (Roll-)Cylinders auf einem über dem Theilkreise construirten Cylinder, während eine Mantelgerade des ersteren die Fläche beschreibt. Hier, bei den Kegelrädern, werden die nach Cykloiden gekrümmten Zahnflächen durch Rollen von Kegeln, Rollkegeln, erzeugt, die mit den über den Theilkreisen construirten Grundkegeln die gleiche Kegelspitze, nämlich den Durchschnittspunkt der geometrischen Axen der Räder, haben. Jeder Punkt in der Oberfläche eines Kegels bewegt sich beim Abrollen auf einem anderen in einer Kugeloberfläche. In einer solchen müsste nun auch die Aufzeichnung erfolgen, um genau richtige Zahncurven zu erhalten. Man begnügt sich jedoch mit einer für die Praxis genügend genauen Construction in einer jene Kugelfläche tangirenden Fläche, deren Erzeugende, an die Basis des Grundkegels angelegt, senkrecht zu dessen Mantellinie gelegen ist; oder man fügt, wie gemeinhin gesagt wird, zu den Grundkegeln noch zwei Ergänzungskegel, auf denen man die Aufzeichnung vornimmt.

Die Construction der Verzahnung geschieht wie folgt (Fig. 323). Von den Punkten D und C aus schlägt man mit r_a bezüglich r_b die Theilkreise der beiden Stirnräder, deren Verzahnung mit der verlangten Kegelradverzahnung in der Ebene DC übereinstimmt. Wie bei den Stirnrädern werden dann die beiden Kopfkreise und Fusskreise gezogen, die Theilung wird aufgetragen und die Zahncurven werden construirt

Bei der Ausführung der Verzahnung geht man sicherer, wenn man in der beschriebenen Weise auch für die Theilkreise FG und GH die Verzahnung aufzeichnet. Die Papierstreifen mit diesen beiden Aufzeichnungen werden dann ausgeschnitten und auf die beiden vorher auf Maass abgedrehten Endflächen der Zähne genau aufgeklebt, worauf die genaue Bearbeitung stattfindet.

Bezeichnet α den Winkel, welchen die beiden Radmittelaxen einschliessen, so erhält man die Werthe r_a und r_b aus folgenden Formeln:

$$r_a = \frac{R}{r + R \cos \alpha} \cdot \sqrt{R^2 + r^2 + 2 . R . r . \cos \alpha}; \quad r_b = \frac{r}{R + r . \cos \alpha} \cdot \sqrt{R^2 + r^2 + 2 . R . r \cos \alpha}.$$

Dementsprechend werden die Zähnezahlen der Hilfsstirnräder:

$$z_a = \frac{z}{z_1 + z . \cos \alpha} \cdot \sqrt{z^2 + z_1^2 + 2 . z . z_1 . \cos \alpha}; \quad z_b = \frac{z}{z + z_1 . \cos \alpha} \cdot \sqrt{z^2 + z_1^2 + 2 . z . z_1 . \cos \alpha}.$$

Für $\alpha = 90^0$ (vergl. Fig. 327) wird

$$r_a = \frac{R}{r} \sqrt{R^2 + r^2}; \quad r_b = \frac{r}{R} \sqrt{R^2 + r^2};$$

$$z_a = \frac{z}{z_1} \sqrt{z^2 + z_1^2}; \quad z_b = \frac{z_1}{z} \sqrt{z^2 + z_1^2}.$$

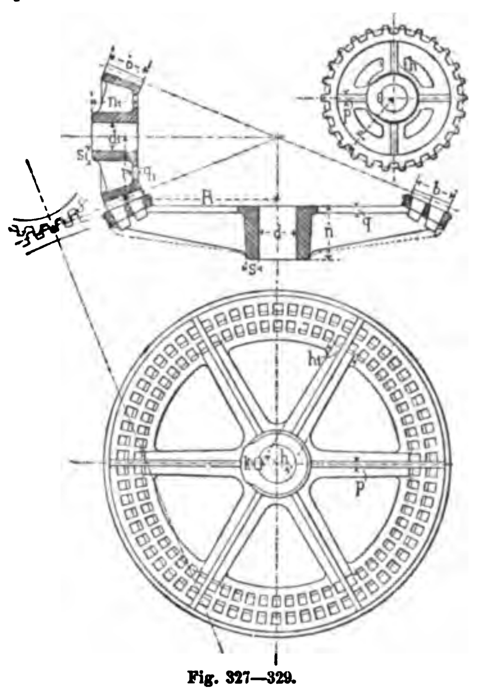


Fig. 327—329.

Wie schon aus der Bildung der Zahnflächen hervorgeht, müssen sich die Zähne in der Richtung gegen die Kegelspitze verjüngen, überall aber einander ähnliche Querschnitte zeigen.

Damit sich die Kegelräder richtig und gut aus dem Sande herausheben lassen, dürfen die Zähne nie unterkrümmt sein, müssen sich vielmehr vom Fuss zum Kopf beständig verjüngen. Dieser Bedingung entspricht sehr gut die Evolventenverzahnung, weshalb sie für Kegelräder sich besonders empfiehlt. Wegen der Fehler, welche der Methode der Hilfsstirnräder immerhin entspringen, soll nach Reuleaux die Zähnezahl eines Kegelrades nicht weniger als 24 betragen.

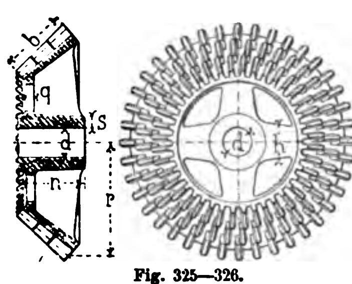


Fig. 325—326.

Kegelräder werden in der Regel nicht als Satzräder, sondern als Einzelräder construirt. Uebrigens werden in der Praxis Abweichungen in der Länge der Berührungslinien der Grundkegel bis zu 5% als statthaft betrachtet („Bastardräder"). Hat man also ein rechtwinkelig zusammenarbeitendes Kegelräderpaar von 30 und 60 Zähnen, so ist es erlaubt, in das 30zähnige Rad ein solches von 60 (1 $\pm$ 0,05) d. h. 57 bis 63 Zähnen rechtwinkelig eingreifen zu lassen.

Die **Theilung** der Kegelräder wird nach den früheren Formeln für Stirnräder berechnet und auf dem mittleren, seltener auf dem grössten Theilkreis aufgetragen.

Radkranz und **Arme** der Kegelräder werden ebenso wie für die Stirnräder berechnet, nur erhalten die Arme meist eine T-förmige Gestalt. Die Nabe der Kegelräder wird, um das Kippen unmöglich zu machen, etwas länger gehalten, als bei Stirnrädern und zwar $n = b + 0{,}1\,R$ in mm.

Schraubenrad und Schrauben ohne Ende.

Diese Maschinentheile dienen in ihrer Verbindung zur Uebertragung von Drehbewegung auf sich kreuzende Wellen und zur gleichzeitigen, meist bedeutenden Uebersetzung der Bewegung „ins Langsame". Die in das Rad eingreifende **Schraube ohne Ende** oder **Schnecke** besitzt Gewinde, deren Querschnitte genau wie die Querschnitte der Zähne einer Zahnstange nach der Evolventenverzahnung gebildet und bei der Verzeichnung wie diese in einem Längsschnitt der Schraube aufgetragen werden. Die gebräuchlichste Verwendung ist derart, dass die Schnecke den Antrieb empfängt, der treibende Theil ist, während das Rad getrieben wird, nur selten und dann bei Verwendung mehrgängiger Schrauben findet die umgekehrte Bewegungsübertragung statt. Bei jeder Umdrehung der Schraube bewegt sich das wie in eine Zahnstange eingreifende Rad um die Steigung fort und je nachdem die Steigung gleich einer oder mehreren Theilungen des Radprofiles ist, je nachdem also die Schraube ein- oder mehrgängig ist, wird auch das in die Schraube eingreifende Rad um eine oder mehrere Theilungen fortbewegt.

Die Zähne der Schraubenräder sind häufig in billigster Herstellung von gerader prismatischer Form (Fig. 330—332), obgleich sie alsdann anfangs nur einen schlechten (theoretisch ganz unrichtigen) Eingriff geben, der erst bei fortschreitender Abnützung besser wird. Solche Zähne werden oft vom Theilkreise oder vom Grund aus an den Seiten gegen die Schraubenaxe radial abgeschrägt, da ihre äussersten Punkte nie oder nicht richtig zum Eingriff kommen. Bei rechtwinkliger Schränkung der Axen dürfen die prismatischen Zähne nicht parallel zur Rotationsaxe des Schneckenrades, sondern, damit sie möglichst in der ganzen Breite von

der Schnecke angegriffen werden, um den Steigungswinkel γ derselben geneigt in der Richtung des Schneckengewindes liegen. Für diesen Winkel findet sich: $tang\,\gamma = \frac{t}{2\pi r} = 0{,}15915\ \frac{t}{r}$; wobei t die Schraubensteigung, r den Theilcylinderhalbmesser (mittleren Schraubenradius) bedeutet. Ist schiefwinkelige Schränkung der Axen statthaft, so kann man auch ein gewöhnliches Stirnrad benutzen; nur muss dann die Schraubenaxe um den Winkel γ aus der ersten Lage herausgedreht werden. Zu beachten ist hierbei, dass die Steigung der Schraube nicht gleich der Theilung t des Rades, sondern $= \frac{t}{\cos\gamma}$ zu nehmen ist.

Richtiger ist es, die Schneckenradzähne überhaupt nicht als Prismen, sondern (durch Fräsen) als Segmente eines Muttergewindes zu gestalten (Fig. 330—334).

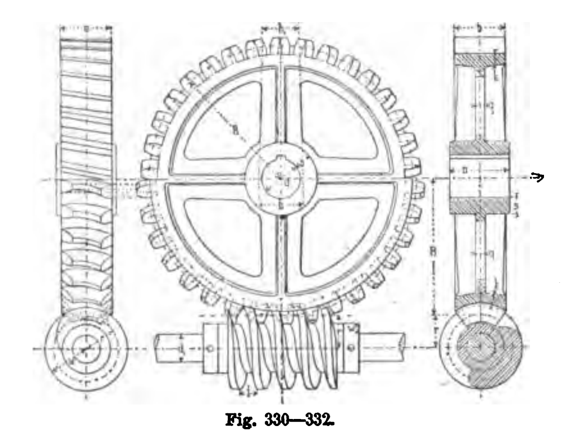


Fig. 330—332.

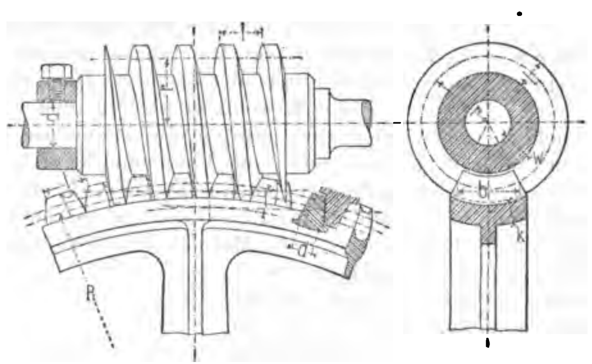


Fig. 333—334.

Das Uebersetzungsverhältniss ist wie beim Rädereingriff zu bestimmen: bezeichet z die Gangzahl, n die Umdrehungszahl der Schraube, z_1 die Zähnezahl, n_1 die Umdrehungszahl des Rades, so ist

$$\frac{n_1}{n} = \frac{z}{z_1} \text{ und } \frac{n_1}{n} = \frac{1}{z_1} \text{ wenn } z = 1 \text{ (bei der eingängigen Schraube).}$$

Die Reibung und damit verbunden der Kraftverlust und die Abnutzung sind bei diesem Mechanismus sehr bedeutend und darf ersterer bei Berechnung des erforderlichen Kraftverbrauchs nicht vernachlässigt werden.

Die Grösse der Abnutzung (des Verschleisses) wächst, je kleiner der mittlere Radius der Schnecke ist, der Nutzeffect und Wirkungsgrad verlangt dem gegenüber einen kleinen mittleren Radius. Meist genügt man letzterer Bedingung.

Bezeichnet P_1 die in Wirklichkeit aufzuwendende Kraft, P die am gleichen Hebelsarm angreifende Kraft, welche beim reibungsfreien Gange aufzuwenden wäre, f den Reibungscoefficienten ($= 0{,}16$), t die Theilung, r den mittlern Radius der Schraube, so ergiebt sich mit Vernachlässigung aller Reibungen, welche an den Lagerstellen auftreten

$$\frac{P_1}{P} = \frac{1 + f \cdot \frac{2\pi r}{t}}{1 - f\frac{t}{2\pi R}} = 1 + \frac{r}{t}.$$

Nach Morin ist zu nehmen $r = 3t$; dann wird $\frac{P_1}{P} = 4$.

„ Redtenbacher „ „ „ $r = 1{,}6t$; „ „ $\frac{P_1}{P} = 2{,}6$.

„ Reuleaux „ „ „ $r = t$; „ „ $\frac{P_1}{P} = 2$.

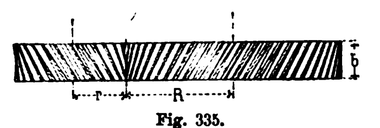
Die erforderliche Länge der Schnecke bestimmt sich aus der Eingrifflänge, welche durch die Schnittpunkte des die Zahnspitzen begrenzenden Kopfkreises des Rades und der äusseren Begrenzung der Schraube begrenzt wird. Ueber beide Punkte hinaus wird die Schraube beiderseits noch um etwa eine Zahnstärke verlängert.

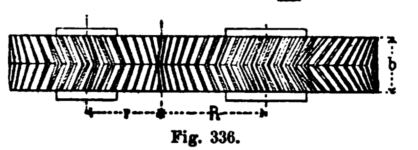
Um die bedeutende gleitende Reibung zu umgehen und solche durch die weit geringere rollende zu ersetzen, finden sich (selten) die Radzähne durch passend gestaltete Rollen vertreten, die auf dem Radumfang auf Zapfen drehbar sind.

Schraubenräder.

Sobald die Zahnrichtungen von den Richtungen der Erzeugenden der cylindrischen Radgrundformen abweichen, findet die Berührung der Zähne nicht in Linien statt, sondern nur noch in Punkten.

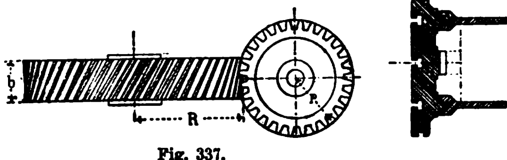
Die **Schraubenräder** mit parallelen Axen (Fig. 335) kann man entstanden denken durch den allmählichen Uebergang der stufenförmig angeordneten Zähne der Staffelräder in einander, sodass sie auf der cylindrischen Grundform der Räder Theile eines vielgängigen Schraubengewindes bilden. Nach Früherem ist bekannt, dass die Reibung zwischen den Zahnformen zweier Räder direct proportional ist der Eingrifflänge, indirect aber den Zähnezahlen. Da nun die schraubenförmigen Räder als eine unendlich grosse Anzahl unendlich schmaler Räder angesehen werden kann, bei denen der Eingriff von Rad zu Rad, von Punkt zu Punkt fortschreitend erfolgt, so muss die Reibung theoretisch gleich Null sein. In Wirklichkeit entsteht infolge der schrägen Zahnrichtung ein seitlicher Druck, der in der Richtung der Drehungsaxen wirkend, dieselbe mit ihren Anläufen gegen die Lagerstellen presst. Diese Wirkung wird aufgehoben, wenn die Zähne nach Fig. 336 gestaltet werden.

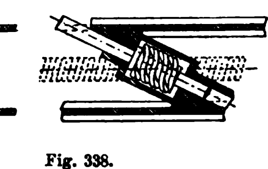

Fig. 335.


Fig. 336.

Schraubenräder mit gekreuzten Axen (Fig. 337) finden sich wie die vorhergehenden selten; am meisten noch bei rechtwinkliger Kreuzung diejenigen mit der Uebersetzung 1, also gleicher Anzahl Zähne und einer Neigung der Zähne um 45⁰ gegen die Axe.

Schraube und Zahnstange. Wie in ein Rad, so kann auch die Schraube in die Zähne einer Zahnstange eingreifen und letztere geradlinig verschieben. Zahnstange und Schraubenaxe können natürlich hierbei alle möglichen Lagen zu einander haben. Bei passender Wahl des Winkels zwischen beiden wird der aus der gleitenden Reibung sich ergebende Seitendruck vermieden. Dieser Fall findet sich in der zweckmässigen Anordnung von Schraube und Zahnstange bei den Sellers'chen Hobelmaschinen, wo sie zur Vorwärtsbewegung des Tisches dient (Fig. 338).


Fig. 337.


Fig. 338.

Hyperbelräder.

Sie dienen zur Uebertragung von Drehbewegungen von sich im Raume kreuzenden Wellen und haben ihren Namen von der Form ihres Grundkörpers, dem Hyperboloide. Zwei zusammengehörige Körper dieser Art haben die Eigenschaft, sich stets längs ihrer Oberfläche in einer geraden Linie zu berühren. Versieht man sie mit entsprechend gestalteten Zähnen, die in der Richtung dieser Erzeugungslinien darauf angebracht werden, so sind diese zum Zusammenarbeiten und gegenseitigen Treiben geeignet. Die constructive Ausführung dieser Räder theilt sich in die Herstellung der Radgrundform und die Construction der darauf anzubringenden Zähne.

Die als bekannt vorauszusetzende Entfernung der sich kreuzenden Axen sei E, der Schränkungswinkel α. Man bestimmt zunächst die Zähnezahlen der beiden Räder nach Maassgabe des Uebersetzungsverhältnisses, theilt hierauf den Winkel α (Fig. 339) so in zwei Stücke β und β_1, dass sich die aus einem Punkte der Theilungslinie auf die Axen gefällten Lothe umgekehrt verhalten, wie die Umdrehungszahlen der Räder; dann ist diese Theilungslinie Berührungskante der Hyperboloide; R_1 und R_1' sind die Projectionen der Radien zweier zusammentreffenden Normalschnitte der hyperboloidischen Grundkörper und es ist $\frac{R'}{R_1'} = \frac{\sin\beta}{\sin\beta_1} = \frac{n_1}{n} = \frac{z}{z_1}$.

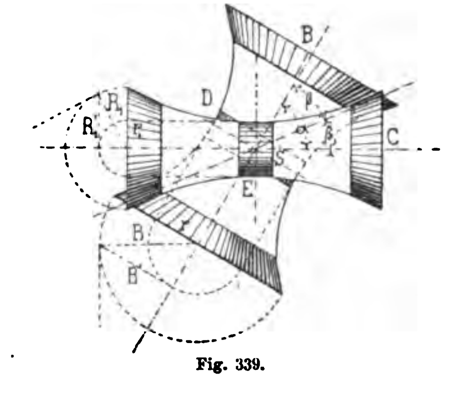


Fig. 339.

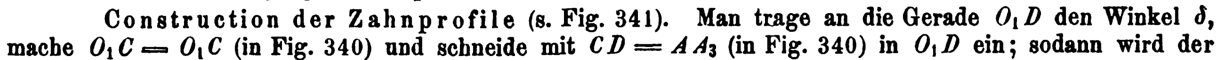
Das Verhältniss der Kehlkreishalbmesser ist: $\frac{SD}{SE} = \frac{r}{r_1} = \frac{tang\,\beta}{tang\,\beta_1} = \frac{\frac{n_1}{n} + \cos\alpha}{\frac{n}{n_1} + \cos\alpha}$; endlich ergeben sich die wirklichen Halbmesser zu: $R = \sqrt{R'^2 + r^2}$ und $R_1 = \sqrt{R_1'^2 + r^2}$.

Von den so gefundenen Grundhyperboloiden werden zusammengehörige Zonen als Grundformen der Räder ausgewählt; die von den Kehlen abliegenden Zonen, die oft durch Kegelstumpfe angenähert werden können, zieht man den in den Kehlen liegenden vor. Nach Bestimmung der Theilkreise ihrer Lage und Grösse nach werden (Fig. 340) der Theilkreis AA (Radius R) und der Kehlkreis CC (Radius r) im Grundriss gezeichnet und in C_1 an C eine horizontale Tangente (Hyperboloid-Erzeugende) $A_1 C_1$ gezogen. $A_1 B_1$ macht man gleich der berechneten Zahnbreite, darauf zieht man durch den Punkt B_1 einen Kreis BB, welcher den die Zähne oben begrenzenden Theilkreis bildet.

Fig. 340.

Behufs Construction der beiden Ergänzungskegel, auf welchen die Zahncurven verzeichnet werden können, projicirt man OA_1 in den Aufriss, wo diese Linie als $O_1 A_2$ erscheint. Die in A_2 und B_2 errichteten Senkrechten zu $O_1 A_2$ geben in O_2 und O_3 die Spitzen der beiden Ergänzungskegel; die wirklichen Seitenlängen der letzteren sind $O_2 B$ und $O_3 A$. Auf $O_3 A$ trägt man die Zahndimensionen $AD = 0{,}3\,t$ und $AE = 0{,}4\,t$ ab. Durch D und E sind nun zwei nach aussen und innen begrenzende Hyperboloide zu legen. Die Kehlkreisdurchmesser OG und OF derselben erhält man, indem man durch die Schnittpunkte der Kreise D und E mit der Linie OA_1 Parallelen zu $A_1 B_1$ zieht. Die Asymptoten $O_1 D_1$ und $O_1 E_1$ im Aufriss werden erhalten, indem man dieselben Schnittpunkte nach oben in die Linien D und E nach D_1 und E_1 projicirt und O_1 mit D_1 und E_1 verbindet. Nach Verzeichnung der beiden so bestimmten Hyperbeln ergeben sich in den beiden Schnittpunkten H und J derselben mit $O_2 B$ die Punkte, durch welche die Begrenzungskreise der oberen verjüngten Zahnprofile zu legen sind.

Construction der Zahnprofile (s. Fig. 341). Man trage an die Gerade $O_1 D$ den Winkel δ, mache $O_1 C = O_1 C$ (in Fig. 340) und schneide mit $CD = AA_3$ (in Fig. 340) in $O_1 D$ ein; sodann wird der in Fig. 339 mit α bezeichnete Winkel angetragen. Nun trage man DF von D aus auf DC ab und lege durch den so erhaltenen Punkt G eine Senkrechte. Diese schneidet auf dem abwärts gerichteten Schenkel von α in E ein. DE ist endlich der Radius des Kreises, auf welchem, unter der berechneten Theilung t, die Verzahnung wie bei einem Stirnrade aufzuzeichnen ist. Die hier erhaltenen Breitendimensionen sind schliesslich noch auf FD abzustecken und auf DG zu projiciren. Diese Projectionen sind die richtigen im Grundriss in den betreffenden Kreisen aufzutragenden Dimensionen. Will man z. B. die Zahnstärke am Fusse auftragen, so macht man $A_1 B_1 = AB$ und erhält in der Projection $A_2 B_2$ die verlangte Länge.



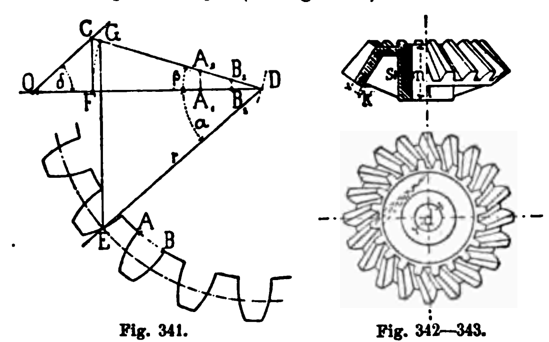


Fig. 341. Fig. 342—343.

Auf diese Art werden die Zahnprofile des grossen Theilkreises im Grundriss gefunden. Die der Zahnbreite nach laufenden Linien sowie die verjüngten Zahnprofile erhält man, wenn man im Grundriss von je zwei auf einem Kreis liegenden Punkten des grossen Zahnprofiles Tangenten zieht an den Kehlkreis des Hyperboloids, auf dessen Umfang jener Kreis liegt. Im Aufriss erhält man die Zähne einfach durch Projection aus dem Grundriss.

Bei dem nur gebräuchlichen äusseren Eingriff weichen die Richtungen der Zahnlinien bei beiden Rädern übereinstimmend von der Radmittellinie nach rechts und links ab.

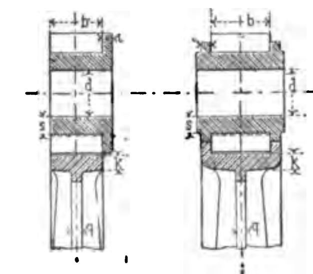
Die Theilung für den Zahnconstructionskreis vom Halbmesser r berechnet sich nach den Formeln für Stirnräder, indem man dabei AA_3 (Fig. 340) als Theilkreishalbmesser zu Grunde legt. Da zwischen den Zähnen der Hyperbelräder aber eine bedeutende Reibung stattfindet, so muss die Theilung t entsprechend vergrössert werden. Betreffs der Ausführung sei erwähnt, dass die Zähne zuerst roh ausgefräst und dann mit der Hand fertig bearbeitet werden. Die Abmessungen des Radkörpers sind dieselben, wie bei Kegelrädern.

Die **Herstellung** der Zahnräder geschieht entweder durch Einformen von Modellen, die bei nur wenig gebrauchten Rädern aus Holz, für häufige Abgüsse möglichst sorgfältig aus Eisen gefertigt und geglättet werden, oder sie geschieht unter Umgehung der theueren Modelle durch eigens hierzu gefertigte Zahnräderformmaschinen (s. Bd. III. S. 32).

Der Radkranz der verwendeten Holz-Modelle besteht aus einer Anzahl gleich grosser aneinander geleimter Ringe, deren einzelne Bestandtheile, Segmente, mit ihren Fugen gegen diejenigen des nächstfolgenden Ringes versetzt sind. In diesen aussen, seitlich und innen abgedrehten Zahnkranz werden die Arme eingesetzt, deren Hauptrippen sich in der Radmitte zu einer vollen Scheibe vereinigen, sodass man darauf beliebig grosse Kernmarken stecken kann. Die Zähne werden auf den Kranz befestigt, entweder indem sie nach ihrer Bearbeitung mit schwalbenschwanzförmigen Ansätzen in den Kranz ein- oder stumpf auf diesen aufgeleimt werden, oder es wird aus einzelnen Segmenten aus hartem Holz (Buchenholz) ein genau

passender Ring aufgeleimt und in diesem die Zähne auf der Fräsmaschine ausgearbeitet. Die Form der Zahnradmodelle ist nach der einen Seite etwas zu verjüngen, damit sie sich leicht ausheben und dabei die Sandform nicht beschädigen.

Die Räder werden im Ganzen gegossen, wenn sie verhältnissmässig klein und leicht sind, sie werden aus einzelnen Stücken gefertigt zur Erleichterung des Giess- und Formprocesses oder wenn ein Abreissen der Arme beim Erkalten zu befürchten wäre, endlich auch, wenn in Rücksicht auf bequeme Montirung oder Transport das Gewicht der einzelnen Theile begrenzt ist. Die Theilung selbst geschieht durch einen oder mehrerere radial geführte oder durch Kreisschnitte. Entweder werden Theile der Nabe und die zugehörigen Arme zusammengegossen und letztere in den Kranz befestigt, oder Arme und Kranztheile zusammen und erstere werden an der Nabe befestigt, oder endlich Kranz und Nabe sind für sich im Ganzen oder in Theilen gegossen und mit ihnen die einzelnen Arme verbunden. Zur Vereinigung der Theile einer gespaltenen Radnabe dienen gewöhnlich 4 Schrauben von 0,6 bis 0,7 s Durchmesser oder warm aufgezogene Schmiedeeisenringe von 0,4—0,5 s Stärke (s = Nabenwandstärke).


Fig. 344—345.

Um die Spannung in den Zähnen über die angegebenen Grenzen vermehren zu können, ohne die Gefahr des Abbrechens befürchten zu müssen, baut man dieselben an einer Seite oder zuweilen auch an beiden Seiten ein, d. h. man versieht sie mit Seitenscheiben. Dieselben reichen, wenn beide Räder damit ausgerüstet werden, bis zum Theilkreis und werden in demselben genau abgedreht. Oft aber erhalten auch nur die kleinen Räder bis zum Zahnkopf reichende Seitenscheiben. (Fig. 344—345.)

Kostenberechnung.

Die Modellkosten eines eisernen Stirnrades mit z Zähnen, der Theilung t in mm, von gewöhnlicher Form und Breite betragen nach v. Reiche:

an Lohn $\mathcal{Pf} = z\,(10 + 0{,}8\,t)$; an Holz 10—66% des Lohnes;

besonders schwierige und breite Räder kosten mehr, bis zum doppelten obiger Werthe.

Das Modell eines eisernen Kegelrades (nach v. Reiche):

an Lohn $\mathcal{Pf} = z\,(20 + 0{,}8\,t)$; an Holz 20—66% des Lohnes.

Das Modell für Holzkammräder kostet pro Zahn ca. 5—10 Pf weniger an Lohn.

Der Formerlohn für Zahnräder und kleine Triebe kostet

für Stücke von 5 kg	. . . .	500 Pf pro 100 kg
für Stücke von 25 kg	. . . .	320—350 Pf pro 100 kg
für Stücke von 500 kg	. . . .	200—240 Pf pro 100 kg
für Stücke von 2500 kg	. . . .	150—180 Pf pro 100 kg

für dazwischenliegende Stückgewichte dazwischenliegende, leicht zu berechnende Preise.

Für Adjustiren der Zahnräder kann man berechnen, wenn O die in qcm gegebene abzurichtende Fläche:

$\mathcal{Pf} = 0{,}51\,.\,O$; für Kegelräder durchschnittlich etwas mehr.

Zahnräder und Triebe ausbohren und drehen, die Naben gerad schneiden und die Triebe über die Zähne drehen:

$\mathcal{Pf} = -\,12{,}5 + 1{,}25\,d$; d der Wellendurchmesser in mm.

Für Drehen der Zahnräder pro qcm $^1/_{20}$ Pf mehr; für Drehen und Schlichten $^1/_{10}$ Pf mehr.

K. Riemen und Riemenscheiben.

Riemen und Riemenscheiben finden Verwendung zur Kraft- und Bewegungsübertragung auf ziemlich weite Entfernungen. Den vermittelnden Theil zwischen der treibenden und der getriebenen Scheibe bildet ein Riemen aus Leder — zuweilen aus Kautschuk, seltener aus Drahtgewebe — der ziemlich gespannt über beide gelegt ist und vermöge seiner Festigkeit und der Adhäsion auf den Scheiben die Kraftübertragung bewirkt. Nur der auf die treibende Scheibe auflaufende Riementheil, das jeweilig führende oder treibende (leitende) Riemenstück, überträgt die Kraft, der andere, der geführte oder getriebene Riementheil wird einfach mitgeschleppt oder gezogen.

Es bezeichne: N die zu übertragende Arbeitsleistung in Pferdekräften, P die auf den Scheibenumfang zu übertragende Kraft in kg, R und R_1 die Halbmesser der Scheiben in mm, n die Umdrehungszahl einer Scheibe in der Minute, b die Breite und δ die Dicke des Riemens in mm, S die zulässige Spannung

pro qmm; ferner f den Coefficienten für die gleitende Reibung zwischen Riemen und Scheibe, α den im Bogenmaass ausgedrückten Umfassungswinkel der kleineren Scheibe, T_1 die Spannung im treibenden, T_2 die Spannung im gezogenen, T_0 die Spannung im ruhenden Riemen, $e = 2{,}7183\ldots$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen, so folgt zunächst $P = T_1 - T_2$. Die nach den bisherigen aus der Theorie abgeleiteten Rechnungen ergeben ohne Berücksichtigung der Riemensteifigkeit und Achsenreibung weiter:

$$T_1 = T_2 \,.\, e^{f\alpha} \text{ und } T_1 = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} \,.\, P = 1 + \frac{1}{f\alpha + \frac{f^2\alpha^2}{2}} \,.\, T_2 = \frac{1}{e^{f\alpha}-1} \,.\, P = \frac{1}{f\alpha + \frac{f^2\alpha^2}{2}}.$$

Der auf einen Kreis vom Halbmesser $= 1$ bezogene Bogen α ist $= \frac{u}{R}$ (wenn u der umspannte Umfang) und wechselt bei den gewöhnlichen Transmissionsanlagen zwischen 0,2 und 0,8 des ganzen Umfanges; je nachdem die Riemen offene (Fig. 346) oder gekreuzte (Fig. 347) sind. Der Reibungscoefficient beträgt

für gewöhnliche fette Riemen auf hölzernen Scheiben $f = 0{,}47$
„ „ „ „ „ eisernen „ $f = 0{,}29$
„ feuchte „ „ „ eisernen „ $f = 0{,}38$
„ sehr stark gefettete „ „ eisernen „ $f = 0{,}12$
„ neue „ „ hölzernen „ $f = 0{,}50$

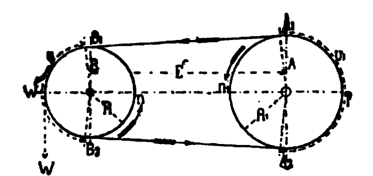


Fig. 346.

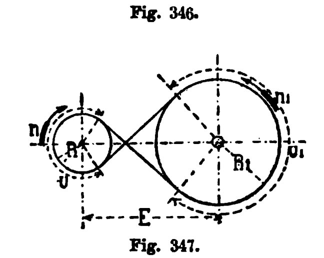


Fig. 347.

Tabelle der Werthe $e^{f\alpha}$. (Nach dem Taschenbuch der Hütte.)

Verhältniss $\frac{\alpha}{2\pi}$	Werthe von $e^{f\alpha}$				
	Neue Riemen auf hölzernen Scheiben	Gewöhnliche fette Riemen		Feuchte Riemen auf eisernen Scheiben	Sehr stark gefettete Riemen auf eisernen Scheiben
		auf hölzernen Scheiben	auf eisernen Scheiben		
0,2	1,87	1,80	1,42	1,61	1,16
0,3	2,57	2,43	1,69	2,05	1,25
0,4	3,51	3,26	2,02	2,60	1,35
0,5	4,81	4,38	2,41	3,30	1,46
0,6	6,59	5,88	2,81	4,19	1,57
0,7	9,00	7,90	3,43	5,32	1,66
0,8	12,34	10,62	4,09	6,75	1,83
0,9	16,90	14,27	4,87	8,57	1,97
1,0	23,14	19,16	5,81	10,89	2,12

Für Ueberschlagsrechnungen gestalten sich die Gleichungen für die Spannungswerthe wesentlich einfacher; für die Durchschnittswerthe $f = 0{,}28$, $\alpha = \pi = 3{,}142$ (halb umspannte Riemenscheibe) folgt $T_1 = 1{,}8\,P$; $T_2 = 0{,}8\,P$ und $T_0 = 1{,}3\,P$, wofür man der grösseren Sicherheit halber setzen kann $T_1 = 2\,P$; $T_2 = P$; $T_0 = 1{,}5\,P$.

Obgleich die obigen Formeln, nach denen man gegenwärtig fast noch allgemein rechnet, für ruhende Riemen volle Richtigkeit haben, bewahrheiten sie sich in Wirklichkeit bei gut angeordneten und in Bewegung befindlichen Riementrieben nicht.

Nach gemachten Versuchen rührt die Spannung des treibenden Riemens nicht allein von der Gegenspannung allein her, sondern auch von dem Atmosphärendruck, der den glatten Riemen auf die glatte Scheibe presst. Infolge des hieraus entspringenden grösseren Anhaftens wird der Riemen befähigt, selbst bei geringer Gegenspannung jede für seine Festigkeit zulässige Kraftäusserung übertragen zu können.

Da dieses Anhaften kein ununterbrochenes ist und nur auf einem geringen Theil der gesammten Auflagefläche statthat, so muss man diese möglichst gross halten und da es nur bei regelmässigem und ruhigem Gange erfolgt, so muss für exacte Verbindung und richtigen Gang der Riemen und richtige Leitung derselben durch genau rundlaufende und ausbalancirte Riemenscheiben gesorgt werden. Weil Glätte der sich berührenden Flächen Haupterforderniss, so legt man nicht mehr, wie früher allgemein geschah, die rauhe Fleischseite, vielmehr die dichtere und festere Haarseite auf die möglichst glatt polirte Scheibe. Um die Auflagefläche gross zu erhalten, zieht man breite dünne Riemen, die ausserdem viel biegsamer sind, den dicken Riemen stets vor. Die Riemenbreite ist hierbei an keine Grenze gebunden. Wenn möglich, soll der untere Riementheil der treibende sein, da hierbei der umspannte Umfang ein grösserer wird, als umgekehrt.

Riemendimensionen. Obgleich bereits verschiedene Formeln mit Berücksichtigung der neugewonnenen Anschauungen aufgestellt sind — wir führen nur die vielfach angezogene Formel von Stephen Roper an:

$$\text{Riemenbreite in Zoll engl.} = \frac{36000 \times \text{Pferdestärkezahl}}{\text{Riemengeschwindigkeit in Fuss pro Min.} \times \text{Auflagelänge in Zoll}},$$

oder für Metermaass:

$$\text{Riemenbreite in m} = \frac{0{,}236 \,.\, \text{Pferdestärkezahl}}{\text{Riemengeschwindigkeit in m pro Sec.} \times \text{Auflagelänge in m}},$$

so ist doch gegenwärtig noch keine allen Verhältnissen entsprechende gefunden. Wir begnügen uns daher, folgende beiden Formeln und Tabellen zu geben, welche zwar verschiedene Resultate liefern, nach welchen sich indessen in gleicher Weise die practischen Ausführungen richten.

1. Tabelle über Riemendimensionen.

Riemenbreite b in mm	Riemendicke δ in mm	$S = 0{,}1$ kg: Gesammte übertragb. Kraft P in kg	$S = 0{,}1$ kg: Werthe von $\frac{N}{Rn}$	$S = 0{,}125$ kg: Gesammte übertragbare Kraft P in kg	$S = 0{,}125$ kg: Werthe von $\frac{N}{Rn}$
50	4	20	0,0000279	25	0,0000349
60	4	24	0,0000335	30	0,0000419
70	5	35	0,0000489	43,75	0,0000611
80	5	40	0,0000558	50	0,0000698
90	6	54	0,0000754	67,5	0,0000942
100	6	60	0,0000837	75	0,0001047
110	6	66	0,0000922	82,5	0,0001152
120	7	84	0,0001173	105	0,0001466
130	7	91	0,0001271	113,75	0,0001588
140	7	98	0,0001368	122,5	0,0001710
160	7	112	0,0001564	140	0,0001955
180	7	126	0,0001759	157,5	0,0002199
200	7	140	0,0001955	175	0,0002444
220	8	176	0,0002458	220	0,0003072
240	8	192	0,0002681	240	0,0003351
260	8	208	0,0002904	260	0,0003630
280	8	224	0,0003128	280	0,0003910
300	8	240	0,0003351	300	0,0004189
320	8	256	0,0003575	320	0,0004468
350	8	280	0,0003910	350	0,0004887
400	8	320	0,0004468	400	0,0005585
450	8	360	0,0005027	450	0,0006283
500	8	400	0,0005585	500	0,0006981

2. Tabelle über Riemendimensionen.

Riemenbreite b in mm	Gesammte übertragbare Kraft P in kg	$\frac{N}{Rn}$	$\frac{N}{n}\left(\frac{b}{R}\right)$
50	7,72	0,000011	0,000538
60	11,11	0,000015	0,000929
70	15,12	0,000021	0,001475
80	19,75	0,000027	0,002202
90	25,00	0,000035	0,003135
100	30,86	0,000043	0,004300
110	37,34	0,000052	0,005732
120	44,44	0,000062	0,007430
130	52,15	0,000073	0,009446
140	60,49	0,000084	0,011799
160	79,00	0,000110	0,017613
180	102,29	0,000139	0,025078
200	122,72	0,000172	0,034392
220	148,49	0,000208	0,045776
240	176,72	0,000248	0,059429
260	207,40	0,000291	0,075559
280	240,53	0,000337	0,094372
300	277,56	0,000388	0,116930
320	315,60	0,000436	0,141900
350	377,91	0,000524	0,185000
400	494,40	0,000688	0,275200
450	625,72	0,000871	0,391837
500	772,50	0,001075	0,537500

Tabelle der Riemenscheibenhalbmesser.

Riemenbreite b in mm	Verhältnis $\frac{R}{R_1}$ * 1	2	3	4	5	6	Riemenbreite b in mm	Verhältnis $\frac{R}{R_1}$ 1	2	3	4	5	6
50	143	214	286	357	428	500	200	572	857	1142	1428	1714	2000
60	171	257	343	428	514	600	220	628	942	1257	1571	1885	2200
70	200	300	400	500	600	700	240	686	1028	1371	1714	2056	2400
80	228	343	457	571	686	800	260	742	1114	1485	1856	2228	2600
90	257	385	514	642	771	900	280	800	1200	1600	2000	2400	2800
100	286	428	571	714	857	1000	300	857	1285	1714	2142	2570	3000
110	314	471	628	785	942	1100	320	914	1371	1828	2285	2742	3200
120	343	514	685	857	1028	1200	350	1000	1500	2000	2500	3000	3500
130	371	557	742	928	1114	1300	400	1142	1713	2284	2855	3426	4000
140	400	600	800	1000	1200	1400	450	1286	1930	2572	3215	3858	4500
160	457	685	914	1142	1371	1600	500	1428	2142	2856	3570	4284	5000
180	514	771	1028	1285	1542	1800							

* Nach der im Taschenbuch der Hütte gegebenen empirischen Formel $\frac{b}{R} \leqq \frac{0{,}7}{1 + \frac{R}{R_1}}$ berechnet.

1. Ist δ die Dicke des Riemens in mm, b die Riemenbreite in mm, S die zulässige Zugbeanspruchung ($S = 0{,}1 - 0{,}125$ kg) pro qmm des Querschnitts, N die Pferdestärkenzahl, P die übertragene Kraft in kg, v die Geschwindigkeit in m, R der Radius einer Riemenscheibe in mm, so setze man:

$$b = \frac{P}{\delta S} = \frac{1}{\delta S} \cdot \frac{75 . N}{v} = \frac{1}{\delta . S} \cdot 716200 \cdot \frac{N}{nR}.$$ (Vergl. die 1. Tabelle.)

2. Nach Reuleaux berechnet man die erforderliche Riemenbreite nach $b = 18 \sqrt{P} = 15250 \sqrt{\frac{N}{nR}}$

oder wenn das Verhältniss $\frac{b}{R}$ bekannt ist: $b = 615 \sqrt[3]{\frac{b}{R} \cdot \frac{N}{n}}$. (Hiernach bestimmt sich die 2. Tabelle.)

Die vortheilhafteste Riemengeschwindigkeit beträgt $v = 25$ m pro Secunde (nach amerikanischen Angaben 1 engl. M. pro Minute), ihre oberste Grenze etwa 30 m pro Sec. Bei uns sind die Geschwindigkeiten gegenwärtig noch geringere, 7—10—12—15 m.

Die Riemendicke δ wächst allmählich mit der Riemenbreite.

Doppelte Riemen werden hergestellt durch Uebereinanderlegen und -Befestigen zweier einfachen Riemen; sie gestatten eine grössere Anspannung, sind aber weniger biegsam. Man verwendet sie, wenn man nicht allzu breite Riemenscheiben erhalten will, und giebt dem Riemen alsdann zur Breite 0,7 derjenigen des berechneten einfachen. Man findet Doppelriemen von ca. 300 mm Breite an.

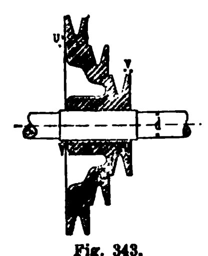


Fig. 343.

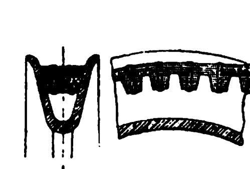


Fig. 344—345.

Der **Keilriemen**, ein amerikanischerseits öfters angewendetes Transmissionsorgan, besteht aus einer Anzahl (5—8) übereinander gelegter fortlaufenden Blätter, deren Breiten sich von aussen nach innen verjüngen, und innen an diesen unter einer bestimmten Theilung angesetzten Lederkeilen, welche aus einzelnen Lederscheiben zusammengesetzt sind. Der Riemen läuft in einer entsprechend gestalteten Nuth der Riemenscheibe (Fig. 344—345).

Die **Treibschnüre** werden meist nach dem Gefühl bestimmt; ist aber die zu übertragende Kraft bekannt, so gebe man ihnen eine Dicke nicht unter $4\sqrt{P}$. Fig. 343 zeigt eine Stufenscheibe für solche Schnüre.

Als vorzüglichstes Leder für Riemen gilt das mit Eichenlohe gegerbte und finden sich die stärksten und besten Streifen in der Rückenhaut. Die festeste Schicht im Leder befindet sich in der Nähe der Fleischseite, etwa 1/3 der Dicke von da abstehend.

Riemen aus grobem, lockeren Leder eignen sich für trockene, warme Räumlichkeiten; nasse und feuchte Räume dagegen verlangen das feinste und festeste Riemenleder.

Die Verbindung der Riemenenden zu einem endlosen Ganzen geschieht entweder durch Zusammennähen, Leimen oder durch eine Art der zahlreichen Riemenverbinder.

Eine sorgfältige **Unterhaltung** der Riemen ist für deren lange Dauer Grundbedingung. Dieselben müssen nach je zweimonatlichem, spätestens aber dreimonatlichem Gebrauch eingefettet werden; man wäscht zuvor den Riemen mit lauwarmem Wasser gut ab, trocknet ihn etwas und reibt ihn kräftig mit Lederschmiere, die entweder fertig gekauft (Adhäsionsfette) oder aus einem Theil Talg, 4 Theilen Fischthran, 1 Theil Kolophonium und 1 Theil Holztheer bereitet wird. Hoyt Brothers empfehlen für Riemen, die nur im Trockenen laufen, die Anwendung reinen blutwarmen Talges; für feuchte, dumpfe Räume erweist sich die Zufügung von Harz als besonders zweckmässig.

Arbeitsverluste beim Riementrieb. Nach den früheren Ansichten über die Spannungsverhältnisse der Riemen entspricht einer am Scheibenumfang übertragenen Kraft P ein Zapfendruck von $3P$. Da in Wirklichkeit infolge des Einflusses der Atmosphäre die Spannungen weit geringer sein können, so ist dementsprechend auch der Zapfendruck und der Arbeitsverlust durch Reibung in den Lagern weit geringer, als früher stets berechnet wurde. Ein weiterer Verlust, der an Geschwindigkeit, hat seine Ursache in den Längenänderungen des Riemens, die aus den Spannungsänderungen beim Laufen um die Rollen hervorgehen. Die Grösse der Gleitungs- und Geschwindigkeitsverluste und das stets beobachtete Ergebniss, dass längere Riemen relativ günstiger arbeiten als kurze, lässt nebenstehende Tabelle erkennen.

Offene Riemen. Länge in m	Geschwindigkeits-verlust in %	Gekreuzte Riemen Länge in m	Geschwindigkeits-verlust in %
2	4,2	2	3,5
4	3,9	4	3,2
6	3,6	6	2,9
8	3,3	8	2,6
10	3,0	10	2,3
12	2,7	12	2,0
14	2,5	14	1,8
16	2,3	16	1,6
18	2,1	18	1,4
20	1,9	20	1,2

Riemenscheiben. Die Radien der Scheiben bestimmen sich aus Umdrehungszahl n und Riemengeschwindigkeit v in m nach $R = \frac{30000\,v}{\pi n}$ in mm, oder man nehme den der grösseren Scheibe $R \geqq 8\,d$ und mit Berücksichtigung der Uebersetzungszahl $(i \geqq 1): R = (8 + 0{,}2\,i)d$, wenn d den normalen zugehörigen Wellendurchmesser bezeichnet. Die Riemenscheibenbreite b_1 wählt man etwas grösser als die Riemenbreite und zwar $b_1 = 1{,}1\,b + 20$ mm; die geringste Randstärke beträgt $s = 2 + 0{,}01\,R$; die Stärke in der Mitte $0{,}03\,b_1$; die Ueberhöhung in der Mitte $p = 0{,}02\,b_1$ (vgl. Fig. 346—347). Die Armanzahl A wird gleich der dem Werthe $0{,}7\,\frac{R}{d}$ am nächsten liegenden ganzen Zahl. Die Armbreite h an der Nabe bestimmt sich nach $\frac{h}{d}\sqrt[3]{\frac{10}{A}}$ oder nach folgender, hiernach berechneten Tabelle:

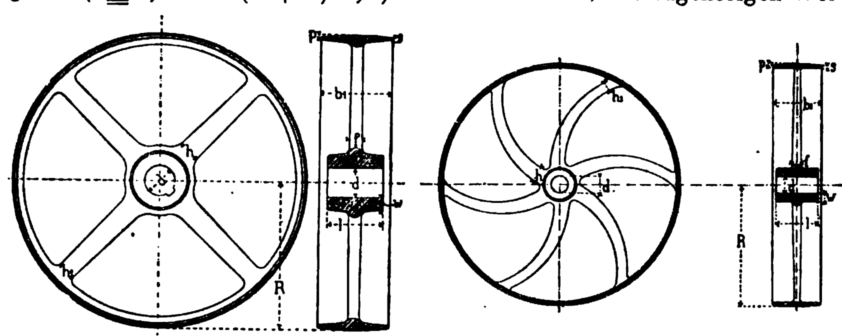


Fig. 346—347. Fig. 348—349.

$A =$	3	4	5	6	7	8	10
$\frac{h}{d} =$	1,5	1,36	1,26	1,19	1,12	1,08	1

Die Arme erhalten ovalen Querschnitt und verjüngen sich in ihrer Breite gegen den Kranz, sodass die Breite $h_1 = 0{,}8\,h$ wird. Die Dicke der Arme ist an allen Stellen $f = 0{,}4\,h$.

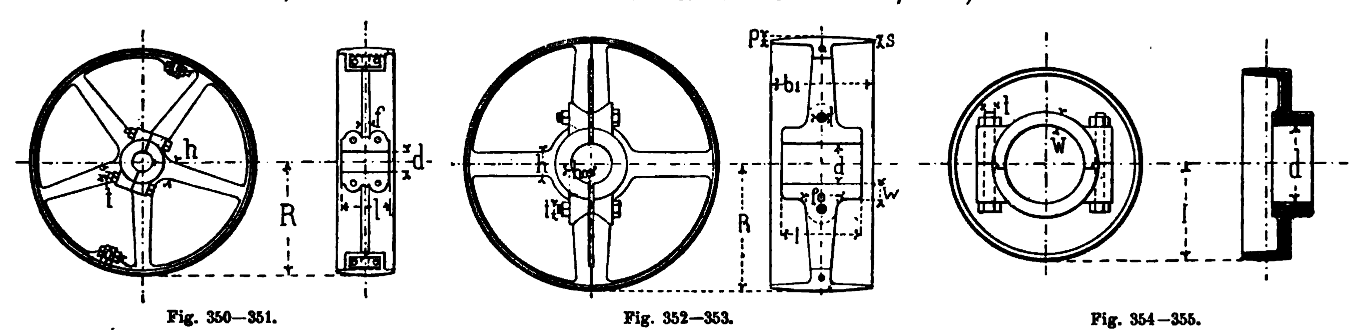


Fig. 350—351. Fig. 352—353. Fig. 354—355.

Die Gestalt der Arme, welche früher mit Rücksicht auf etwaige Gussspannung wohl oft doppelt gekrümmt war, ist gegenwärtig einfach gekrümmt (Fig. 348) oder häufig gerade (Fig. 346), nur muss stets ein allmählicher Uebergang derselben in den Kranz oder den ihm angegossenen Verstärkungsring beobachtet werden.

Die Wanddicke der Nabe ist $w = 10 + 0{,}4\,h$; die Länge derselben $l = 2{,}5\,w$ bis b_1. Die Breite des Befestigungskeiles wähle man $K = 0{,}9\,w$, dessen Dicke $k = \frac{1}{2}\,K$.

Die kleineren Scheiben werden eintheilig (Fig. 346—349), die grösseren und schwer auf die Wellen aufzubringenden mehrtheilig hergestellt (Fig. 350—355) und dann mit nahe der Nabe angebrachten Schrauben, unter Umständen auch noch durch andere, am Kranze befindliche verbunden.

Beistehende Fig. 356—357 zeigen die Nabenconstruction einer (amerikanischen) zweitheiligen Scheibe; die Schrauben stehen ganz dicht an der Nabe.

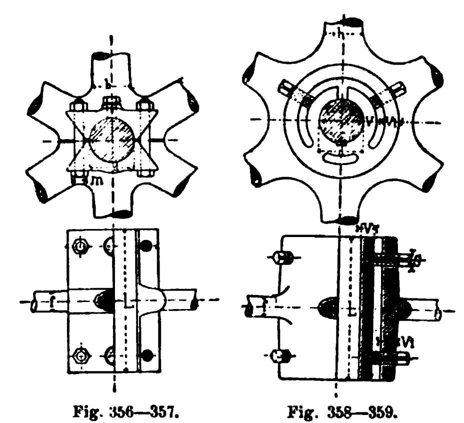


Fig. 356—357. Fig. 358—359.

Neuerdings macht man die Elasticität des Gusseisens nutzbar und giesst genau wie bei der Cresson-Kupplung die Nabe mit einem inneren dünnwandigen geschlitzten Cylinder, der mittelst radial gestellter Schrauben kräftig an die Welle angepresst wird (Fig. 358—359). In ähnlicher Weise geschieht die Befestigung der eintheiligen Riemenscheibe Fig. 360.

Hölzerne Scheiben sind bedeutend leichter als die eisernen; ihr Gewicht beträgt ca. $\frac{1}{3}$—$\frac{1}{4}$ dieser letzteren; die Adhäsion der Riemen ist eine grössere und die Dauer der Scheiben bei sorgfältiger Her-

stellung ebenso gross als die der eisernen, nur ist ihre Anwendung nicht für Räume von hoher Temperatur am Platz. Die Aufpassung der nachstehenden Scheibe (Fig. 362—363) von A. B. Cook & Co. erfolgt durch

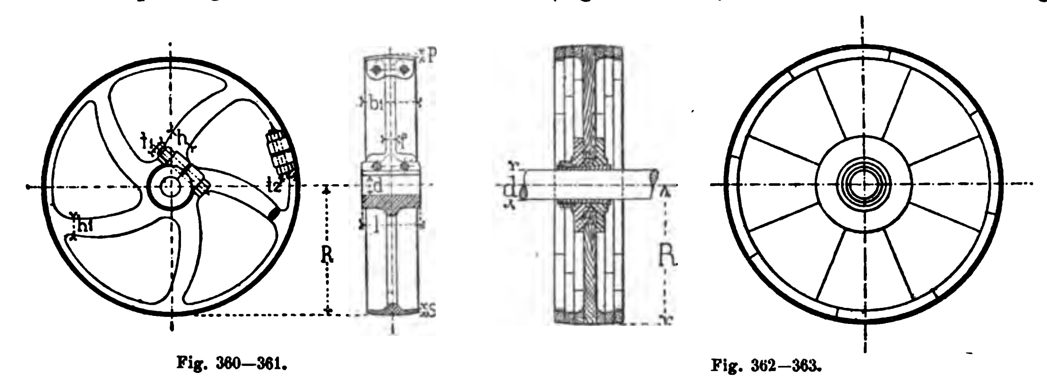


Fig. 360—361. Fig. 362—363.

einen eingeschobenen zweitheiligen Konus, der, mit einer Schraube angezogen, die Scheibe völlig fest stellt. Dieselbe Befestigung findet sich auch bei eisernen Scheiben.

Auch schmiedeeiserne Riemenscheiben finden sich wegen ihrer leichten Formen in neuerer Zeit häufig angewendet.

Gewichtstabelle der Riemenscheiben.

$2 R = D =$ Durchmesser in mm, $b_1 =$ Breite, $G =$ Gewicht in kg.

D	b_1	G	D	b_1	G	D	b_1	G	D	b_1	G	D	b_1	G
120	60	3	190	150	12	350	100	18	650	175	69	1200	400	270
—	120	5	200	75	10	—	150	21	—	250	80	1300	200	170
130	60	4	—	125	11	350	200	25	700	150	80	—	300	220
—	100	5	—	175	12	375	100	20	—	200	85	—	400	285
—	140	7	220	75	10	—	150	23	—	300	96	1400	200	200
140	60	5	—	125	12	—	200	27	750	150	90	—	300	245
—	100	6	—	175	14	400	100	22	—	200	95	—	400	300
—	140	8	240	75	11	—	150	25	—	300	106	1500	200	215
150	60	6	—	125	12	—	200	28	800	150	95	—	300	270
—	100	7	—	175	14	450	100	28	—	250	106	—	400	340
—	140	9	260	75	12	—	150	32	—	350	120	1600	250	250
160	60	6	—	125	14	—	200	36	900	150	106	—	300	300
—	100	7	—	175	16	500	125	38	—	250	120	—	400	360
—	140	9	280	100	14	—	200	45	—	350	140	1700	250	280
170	60	7	—	150	15	—	250	50	1000	150	118	—	300	330
—	100	8	—	200	16	550	125	44	—	250	132	—	400	400
—	150	10	300	100	15	—	175	51	—	350	150	1800	250	310
180	75	8	—	150	17	—	250	60	1100	200	136	—	400	440
—	100	9	—	200	19	600	125	51	—	300	150	1900	250	350
—	150	11	325	100	16	—	175	60	—	400	170	—	400	480
190	75	9	—	150	19	—	250	70	1200	200	150	2000	250	390
—	100	10	—	200	22	650	125	60	—	300	200	—	400	530

Los- oder Leerscheiben (Fig. 364) kommen bei erforderlicher Bewegungsabstellung zur Verwendung. Sie stossen mit ihren Naben direct an die der aufgekeilten Festscheiben, an der anderen Seite an einen Stellring und sind auf der gemeinsamen Welle frei drehbar. Sie sind, um bei ihrer Bewegung die Reibung möglichst gering zu halten, im Innern der Nabe mit einer Metallbüchse versehen und erhalten von Zeit zu Zeit durch eine eingebohrte Oeffnung Oel zugeführt.

Fig. 364.

Stufenscheibe und Riemenkonus. Um das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten zweier Wellen bei gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit der treibenden Welle nach Bedürfniss umzuändern (welcher Fall häufig bei Bohrmaschinen, Drehbänken etc. vorkommt), wendet man aus zwei oder mehreren Scheiben von verschiedenen Durchmessern zusammengesetzte Riemenscheiben, die Stufenscheiben oder Stufenkonen (Fig. 365—366), an. Dieselben gestatten eine stufenweise Aenderung der Geschwindigkeit durch entsprechende Versetzung des Riemens. Damit dessen Spannung hierbei immer die gleiche bleibe, muss bei Anwendung von gekreuzten Riemen die Summe der Halbmesser der zusammengehörigen Scheiben für alle Scheibenpaare gleich gross sein; bei offenen Riemen können die Halbmesser nur auf ziemlich complicirtem Wege gefunden werden.

Soll die Winkelgeschwindigkeit der getriebenen Welle nur allmählich zu- oder abnehmen, so müssen an Stelle der Stufenscheiben konische Trommeln angewendet werden (Fig. 367—370), für deren miteinander correspondirende Radien ebenfalls das Obenerwähnte gilt.

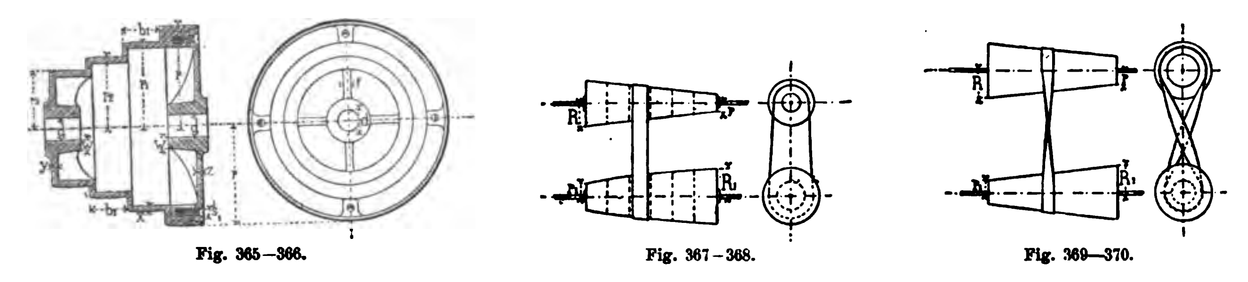


Fig. 365—366. Fig. 367—368. Fig. 369—370.

Herstellungskosten der Riemenscheiben.

Für das Holzmodell (nebst Kernkästen) einer Riemenscheibe, welche mit Umfangskernen geformt wird, kann man rechnen (nach v. Reiche) an Löhnen: $\mathfrak{M} = 2{,}3\,D$, an Holz 50—66% der Löhne.

Formerlohn: Beträgt das Gewicht eines Stückes G kg, so berechnet sich der Preis pro 100 kg zu: $\mathfrak{M} = 220 + \frac{3500}{G}$.

Für Drehen und Ausbohren von Riemenscheiben bis zu 150 mm Breite und bis $D = 2000$ mm Durchmesser: $\mathfrak{M} = 56\,(1 + 0{,}01\,D)$.

Für je 25 mm Breite mehr berechne man einen Zuschlag von $\mathfrak{M} = 2{,}5\,(3 + 0{,}01\,D)$.

Bei Scheiben über 2000 mm Durchmesser ist für Drehen und Ausbohren anzusetzen: $\mathfrak{M} = 1{,}7\,D$.

Für Drehen ohne Poliren $^1/_5$ weniger.

Riemenleitungen.

Die Axen der zueinander gehörigen Riemenscheiben, der treibenden und der getriebenen, können folgende Stellungen haben: 1. sie fallen geometrisch zusammen; 2. liegen parallel; 3. schneiden einander; 4. sind geschränkt (kreuzen sich). Je nach dem betreffenden Falle werden die Riemen unmittelbar oder durch Vermittelung von Leitrollen von der einen zur anderen Hauptscheibe geleitet; immer aber soll die Anordnung der Scheiben so sein, dass der Riemen ohne besondere Riemenführer auf den Rollen verbleibt, ob er nun in der Mittellinie der Scheibe oder unter einem Winkel dazu auf oder abläuft (Fig. 371—373). Diese Bedingung wird erfüllt, wenn bei jeder Riemenscheibe die Mittellinie des auflaufenden Riemens in die Mittelebene der Scheibe fällt.

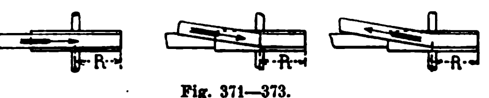


Fig. 371—373.

Kleine Abweichungen ($^1/_4$—$^3/_4$ °) von dieser genauen Leitungsrichtung sind statthaft bei Scheiben mit gewölbtem (balligem) Rande. Theilweise geschränkte Riemen zeigen das Bestreben, an der Ablaufstelle von der Rolle abzufallen, wenn der kleinste Rollenabstand geringer ist als der zweifache Durchmesser der grösseren Rolle. Nach Völker ist es, damit der Riemen nicht zu starker Abnützung unterliege, rathsam, den Rollenabstand $e \geqq 10\sqrt{b\,.\,D}$ zu nehmen, wobei b die Riemenbreite, D den Durchmesser der treibenden Rolle bedeutet.

I. Riemenleitung für geometrisch zusammenfallende Axen.

Hierfür sind unter allen Umständen Hilfsleitrollen nothwendig. Fälle dieser Art werden veranlasst durch das Vorhandensein eines Hindernisses H zwischen den Wellen a und b oder durch die Forderung, beide Wellen mit verschiedener Geschwindigkeit umlaufen zu lassen, ohne dabei Räder und Vorgelegswellen verwenden zu müssen.

Die Stellung der Rolle C (Fig. 374—376) wurde hinsichtlich der Antriebscheibe A so gewählt, dass die mittlere Ebene ersterer den Umfang letzterer tangirt; der Forderung, dass die Ebene der Auflaufrolle (hier C) den Ablaufpunkt P der Scheibe A in sich enthält, ist infolgedessen genügt, d. h. die Leitung ist richtig. Da als feststehend die Lage der Antriebwelle a und der getriebenen b betrachtet werden muss, so ist die Lage der Leitrolle C in ihrer Ebene durch die weitere Forderung bestimmt, dass sie die Ebene durch B zu tangiren habe. (Es ist klar, dass die so bestimmte Stellung der Leitrolle eine der vielen hier überhaupt möglichen ist; es steht z. B. nichts im Wege, die Axe c höher oder tiefer zu legen, als geschehen ist, sowie ausserdem die Ebene der Rolle C in jede beliebige andere Lage zu bringen,

beispielsweise in die verticale.) Auf gleiche Weise wird die Lage der zweiten Leitrolle D ermittelt; die Ebene derselben wurde durch die Bedingung bestimmt, dass sie durch den Ablaufpunkt der Rolle B hindurchgehe, und die Lage der Rolle D selbst in dieser Ebene durch die weitere Bestimmung, dass sie die Mittelebene der Antriebrolle A tangire. Die in Fig. 374—376 gegebene Lösung der Aufgabe ist keineswegs die einfachste. Störend für die practische Ausführung würde die gegen die Axen a und b schiefe Stellung der Hilfsrollenaxen c und d auftreten, ein Uebelstand, den zu beseitigen die Rollenleitung Fig. 377—379 angewendet wird.

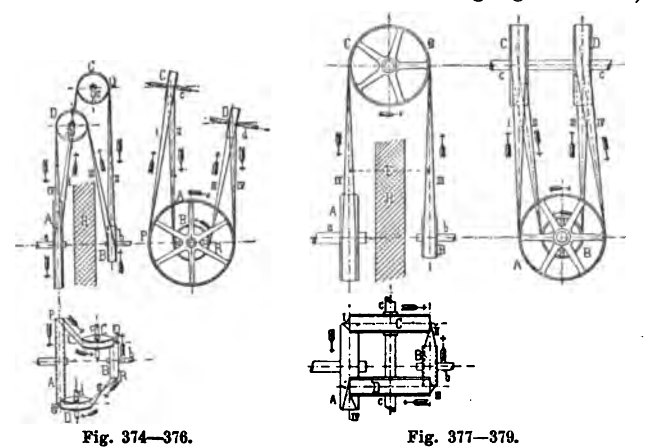


Fig. 374—376. Fig. 377—379.

Ist nämlich der Abstand E der Ebenen der treibenden (A) und der getriebenen Rolle (B) nicht allzu gross, sodass die Herstellung von Leitrollen, deren Durchmesser $= E$ sich als nicht unzweckmässig erweist, so lässt sich die erwähnte Riemenführung in Anwendung bringen. Hier werden die Leitrollen auf einer horizontalen Axe cc angebracht, auf welcher sie sich in entgegengesetzter Richtung drehen.

II. Riemenleitung zwischen parallelen Axen.

Die häufigst vorkommenden und einfachsten Fälle sind durch Fig. 380—381 und 382—383 dargestellt. Erstere zeigen den offenen, letztere den gekreuzten oder geschränkten Riemen; die Umdrehung beider Wellen ist im ersten Falle eine gleichgerichtete, im zweiten Falle eine entgegengesetzt gerichtete. Für den aus Fig. 384—386 ersichtlichen Fall müssen Leitrollen $C_1 C_2$ eingeschaltet werden.

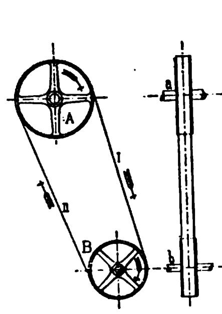


Fig. 380—381.

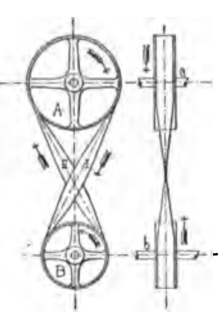


Fig. 382—383.

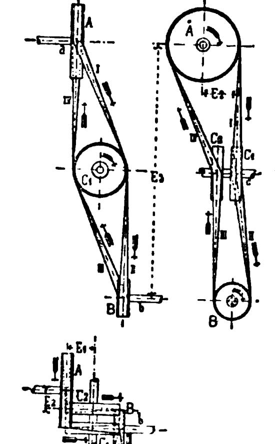


Fig. 384—386.

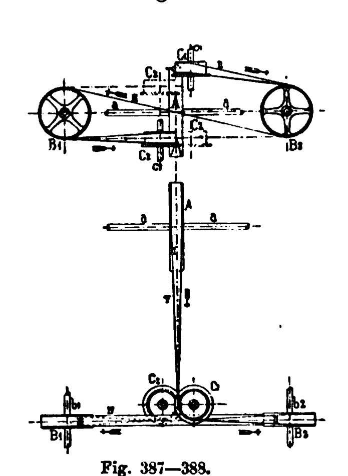


Fig. 387—388.

III. Riemenleitung zwischen sich schneidenden Axen.

Die Fig. 387—388 geben eine sehr zweckmässige Lösung dieses Falles: bei sich rechtwinkelig schneidenden Wellensträngen die Riemenscheiben B_1 und B_2 in Bewegung zu setzen. Die Drehrichtung der angetriebenen Wellen b_1 und b_2 ist in dem gegebenen Falle eine entgegengesetzte; um sie zu einer gleichsinnigen zu machen, würde es erforderlich sein, die Rolle C_2 in die obere punktirte Lage C_2 zu rücken, den Riemen von B_2 aus auf den unteren Theil von B_1 auflaufen zu lassen und über C_2 zurück nach A.

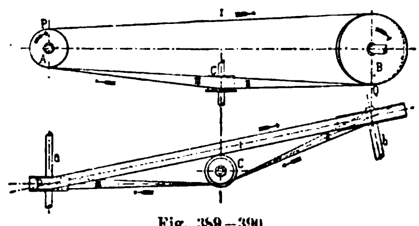


Fig. 389—390.

Fig. 389—390 geben den einfachsten Fall von sich spitzwinkelig schneidenden Axen, bei welchen der Axenwinkel etwa 25° nicht überschreitet und wo ausserdem die beiden Rollen sich in eine solche gegenseitige Lage bringen lassen, dass die Mittelebene der einen (B) die andere in deren Ablaufpunkte (P) berührt. Die Lage der einen Leitrolle C wurde durch die Absicht bestimmt, die Axe derselben vertical zu stellen. Für denselben Fall lassen sich auch die in Fig. 391—392 und Fig. 393—394 dargestellten Anordnungen der Riemenleitung treffen. Die Anordnung Fig. 395—396 unterscheidet sich insofern in vortheilhafter Weise von der vorhergehenden, als sie einfachere Forderungen an die örtliche Stellung der

Hauptrollen A und B stellt. Für spitze Winkel eignet sich die Anordnung Fig. 393—394, wenn man die Hilfsrollen $C_1 C_2$ auf einer verticalen Welle c anbringen will.

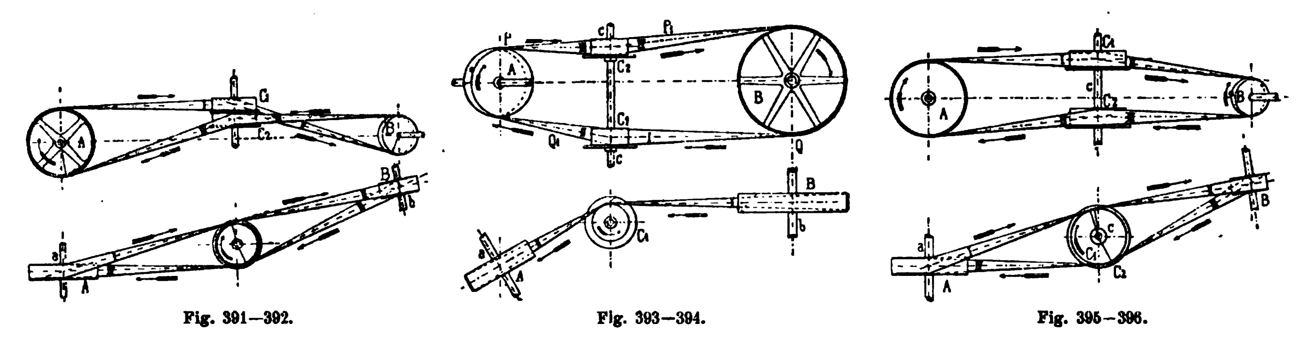


Fig. 391—392. Fig. 393—394. Fig. 395—396.

Eine Art der Riemenführung für Hauptwellen, die in entgegengesetzter Richtung umlaufen, zeigen Fig. 395—396.

IV. Riemenleitung zwischen sich kreuzenden (geschränkten) Axen.

Den wohl am häufigsten auftretenden Fall zeigen Fig. 397—399. Die beiden Auflaufpunkte (P und Q) müssen in der Durchschnittslinie mn (Spur) der beiden Rollenebenen gelegen sein. Die Rolle B kann jede beliebige Lage zu A einnehmen, sofern sie nur stets die genannte Spur mn tangirt.

Unmittelbar aus der vorigen ist die Anordnung Fig. 400—402 abzuleiten. Das Riemenstück I hat den nämlichen Lauf wie früher; der zweite Riementheil wird durch die Zwischenrolle C so gebrochen und geleitet, dass das von O ablaufende Riemenstück op in die Ebene der Rolle A fällt. Die Lage der Rolle C ist bei Beobachtung der gegebenen Regeln eine ziemlich willkürliche, kann z. B. unbeschadet der Wirkung nach C_1 verlegt werden.

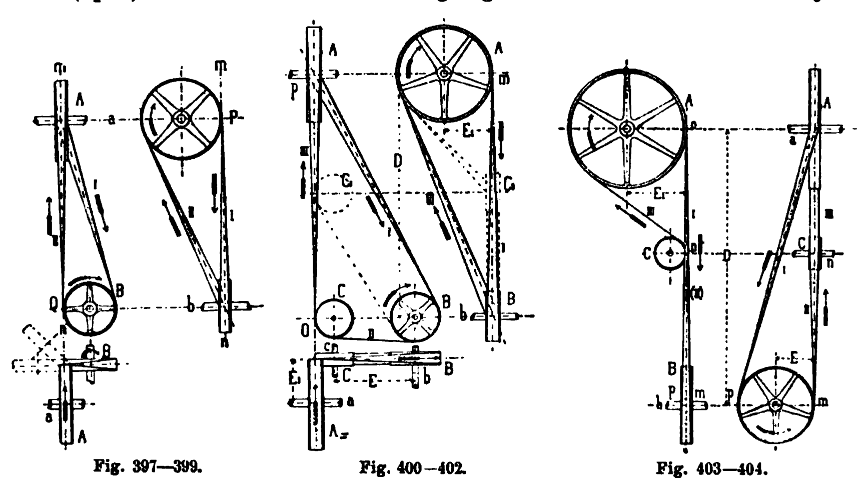


Fig. 397—399. Fig. 400—402. Fig. 403—404.

Fig. 403—404 giebt eine andere Art der Ausführung derselben Aufgabe; die Hilfsrolle liegt hier in der Ebene der Rolle A. Der Abstand E der Axe b von der Rollenebene hängt von der Grösse der Rolle B ab, ist also gleich von Anfang an ein ziemlich bestimmter und beschränkter.

Riemenleitungen mit unter einem beliebigen Winkel geschränkten, in parallelen Ebenen liegenden Axen bedürfen in der Regel zweier Leitrollen. Die Entfernung E der beiden parallelen Ebenen ist bei der Anordnung Fig. 403 bis 404 u. Fig. 405—406 bei gegebenen Grössen und Verhältnissen der Abstände D und D_1 in Hinsicht auf die Grösse der Riemenableitungswinkel innerhalb gewisser Grenzen zu halten. Ist der Abstand der parallelen Ebenen ein grösserer, so lässt sich in vielen Fällen von der Anordnung Fig. 407—409 Gebrauch machen. Bedingung hierbei ist nur, dass die eine Rolle (B) von der Durchschnittslinie dd beider Rollenebenen

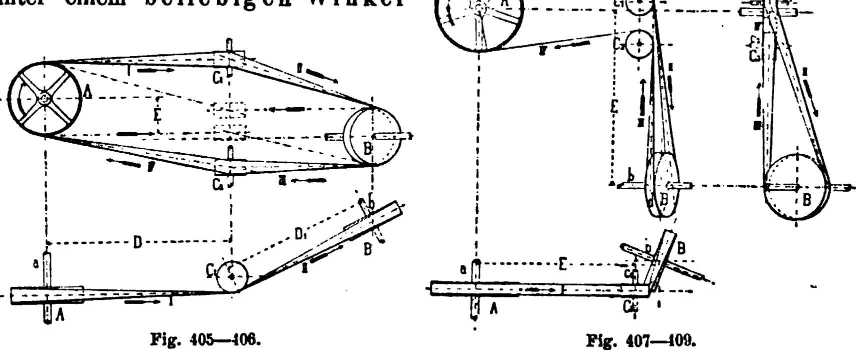


Fig. 405—406. Fig. 407—409.

berührt werde. Man ordnet die Leitrollen C_1 und C_2 so an, dass sie, selbst in der Ebene der anderen Rolle A liegend, ebenfalls von der erwähnten Spur dd tangirt werden. Ist die Entfernung E_1 hinreichend gross und die Riemenbreite eine kleine, so sind die Hilfsrollen C nebeneinander, statt übereinander anzubringen.

Fig. 410—412.

Riementriebe mit Spannrollen.

In manchen Fällen, hauptsächlich bei geneigtem oder senkrechtem Riementrieb, ist zur Erzeugung der erforderlichen Riemenspannung die Anwendung einer Spannrolle nothwendig. Dieselbe ist in richtiger Anordnung auf das weniger gespannte Riemenstück aufzulegen. Die Grösse des Zuges oder die Last der Spannrolle kann näherungsweise berechnet werden nach $Q = 0{,}4\, P \sqrt{\frac{a + a_1}{a \cdot a_1}} \cdot l$, wenn l die ganze Länge des Riemens in cm, a und a_1 die Entfernungen der Spannrollenaxe von den Berührungspunkten zwischen Riemen und Rollen in cm, Q in kg der Druck der Spannrolle, P in kg die Umfangskraft an den Rollen. Fig. 410—412 zeigen die Anordnung einer Spannrolle, welche mit ihren Wellenenden in verstellbaren Lagern ruht, die durch Schrauben niederzuziehen sind. In Fig. 413 u. 414 ist eine Spannrollenanlage gezeichnet, welche zugleich zur Ablenkung des Riemens dient. Ihre Einstellung geschieht durch gleichzeitiges Drehen der in die Zahnstangen eingreifenden kleinen Zahnrädchen.

Fig. 413—414.

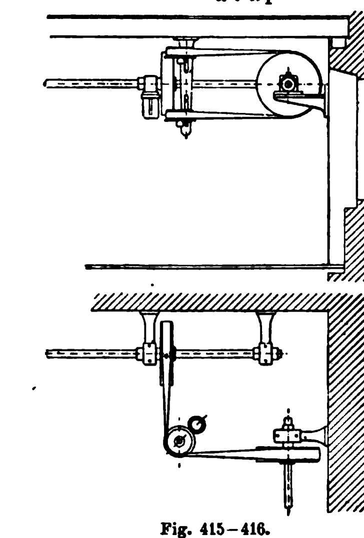


Fig. 415—416.

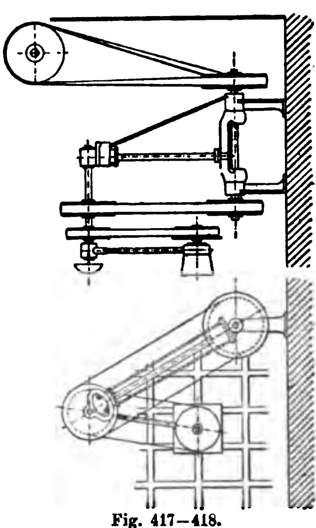


Fig. 417—418.

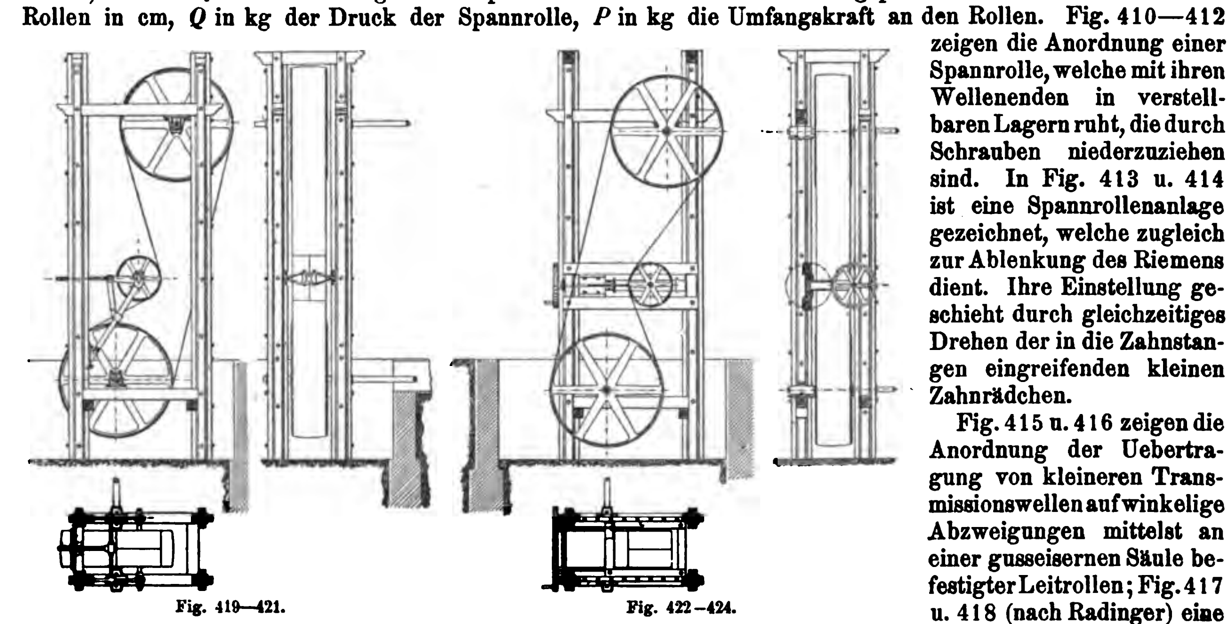


Fig. 419—421. Fig. 422—424.

Fig. 415 u. 416 zeigen die Anordnung der Uebertragung von kleineren Transmissionswellen auf winkelige Abzweigungen mittelst an einer gusseisernen Säule befestigter Leitrollen; Fig. 417 u. 418 (nach Radinger) eine weitere sehr zweckmässige Riemenübertragung nach amerikanischem Muster. — Die letzten Fig. 419—424 endlich geben (ebenfalls nach Radinger) ein Bild der Kraftübertragung der Haupttransmission auf der Weltausstellung zu Philadelphia.

L. Seilbetrieb.

1. Drahtseiltransmission.

Das treibende Organ bildet hier ein aus vielen Drähten zusammengesetztes **Seil**, das wie der Riemen über Scheiben — über die mit ein bis zwei Nuthen versehenen **Seilscheiben** — geführt wird. Die Unterschiede gegenüber der Riementransmission bestehen in der Möglichkeit, den zu verbindenden Seilscheiben einen bedeutend grösseren Abstand zu geben und überhaupt den Effect auf bedeutende Strecken, 1000 m und darüber, fortleiten zu können; unter gewöhnlichen Umständen beträgt die grösstmögliche Entfernung zweier Scheiben 120 m; der geringste Abstand darf nicht unter 20—16 m betragen. Ohne dass die Anordnung eine unvortheilhafte wird, lassen sich mehrere Rollen hintereinander aufstellen, über die verschiedene Seile von einer Rolle zur anderen laufen (zusammengesetzter Seiltrieb) oder ein einziges Seil geführt werden kann. Ferner gestattet der Seilbetrieb eine nicht unbedeutend grössere Umfangsgeschwindigkeit; die vortheilhafteste Seilgeschwindigkeit ist $v = 25—32$ m für Uebertragung der grösseren, 5—10 m für Uebertragung geringerer Arbeitsleistungen, im Mittel 12—22 m. Die Spannung des Seils geschieht meist nur durch sein Eigengewicht, sodass eine besondere Anspannung unnöthig wird.

Ist die Entfernung der Rollen grösser als angegeben, so bedient man sich der **Zwischenrollen** nach Art der durch Fig. 425—427 gegebenen Anordnungen.

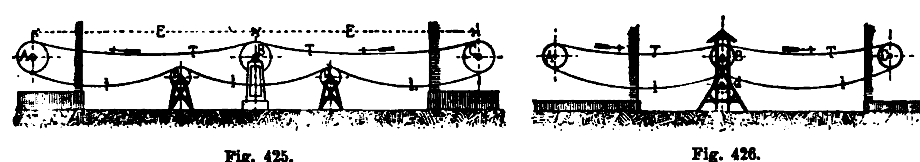


Fig. 425. Fig. 426.

In Fig. 425 sind drei Tragrollen B, d, e als erforderlich vorausgesetzt worden; Fig. 426 zeigt die einfache Anordnung mit Unterstützung eines an und für sich hochliegenden Seiles durch zwei untereinander liegende Tragrollen; Fig. 427 giebt eine Anordnung eines zusammengesetzten Riementriebes, bei welchem jede Riemenscheibe K, J, H, G zweirinnig ausgeführt und über je zwei derselben ein geschlossenes Seil gelegt wird.

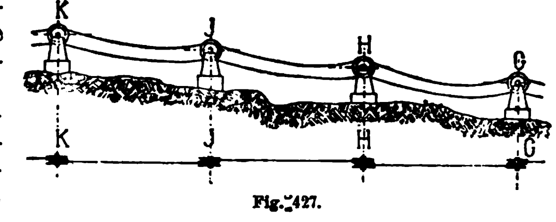


Fig. 427.

Verlangt eine Anlage einen Wechsel der Seilrichtung, so nimmt man in den meisten Fällen ein eingeschaltetes Kegelräderpaar KK zu Hilfe (Fig. 428) oder verwendet wohl auch nach Hirn's Vorschlag eine eingeschaltete horizontale Seilscheibe s (Fig. 429).

Spannungsverhältnisse. Die Fundamentalformeln des Seilbetriebes sind unter Berücksichtigung der Zapfenreibung

$$T = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}(1-B)-(1+B)} \cdot P; \qquad t = \frac{1}{e^{f\alpha}(1-B)-(1+B)} \cdot P,$$

wobei die einzelnen Grössen folgende Bedeutung haben: T die Spannung im ziehenden (treibenden, gespannten) Seiltrumm in kg, t die Seilspannung im gezogenen (schlaffen, geführten) Seilstück in kg; $e = 2{,}71828$ die Basis der natürlichen Logarithmen, α der umspannte Bogen der kleineren Seilscheibe, gemessen im Kreise vom Radius $= 1$; f der Coefficient der gleitenden Reibung zwischen Seil und Scheibe, P die Umfangskraft, d. i. der auf den Umfang der Scheibe reducirte Widerstand in kg und wobei ferner abkürzungsweise gesetzt ist $B = \frac{f_1 d}{2R}$,

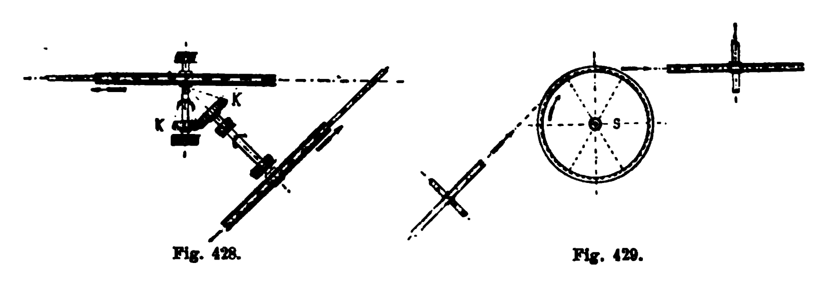


Fig. 428. Fig. 429.

wenn d der Durchmesser des Zapfens der Scheiben in mm, f_1 der Coefficient der Zapfenreibung, R der Halbmesser der kleineren Seilscheibe in mm ist.

Für Ueberschlags- und Durchschnittsrechnungen genügen wiederum die schon beim Riementrieb gegebenen Formeln: $T = 2P$; $t = P$, und die Spannung im ruhenden Seil $t_0 = \frac{T+t}{2} = 1{,}5$ P. — Im übrigen bestehen auch hier die Beziehungen $T - t = P$; $T = P + t$.

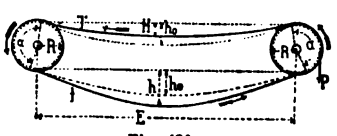


Fig. 430.

Grösse der Seileinsenkung. Ein zu schlaffes Seil gleitet und wird hierdurch ruinirt; eine zu starke Anspannung zerstört das Seil ebenfalls bald und erzeugt eine übermässig bedeutende Zapfenreibung. Die

Grösse der Anspannung des Seiles ist demnach von wesentlichem Einfluss. Da aber Einsenkung und Spannung des Seiles in gewissem bestimmten Zusammenhang stehen, so ergiebt sich, ist jene richtig bemessen, auch die letztere, die Anspannung in zweckentsprechender Grösse.

Bezeichnet man mit E die Entfernung zwischen je zwei benachbarten Scheiben, in m; H die Einsenkung des führenden Seilstückes, in m; h die Einsenkung des geführten Seilstückes, in m; h_0 die Einsenkung des Seiles im Ruhezustande, in m; ist δ die Stärke eines Drahtes des Seiles in mm; i die Anzahl der Drähte eines Seils, q das Gewicht des laufenden Meters Drahtseil in kg, M den Elasticitätsmodul von Eisendraht pro qcm in kg (also $M = 2000000$ kg), so giebt $h = \frac{q \cdot E^2}{8\,t}$ die der Spannung t entsprechende Einsenkung h des schlaffen (geführten) Seilstückes an, während zwischen der Spannung T des straffen (führenden) Seilstückes und seiner Senkung H die Beziehung $H = \frac{q . E^2}{8\,T}$ besteht, wobei noch zu bemerken ist, dass das Gewicht eines Meters Drahtseil sich aus der Formel $q = 0{,}0075 \,.\, i \,.\, d^2$ berechnen lässt oder aus folgender Tabelle zu entnehmen ist:

Tabelle der Gewichte von Eisendraht-Seilen (gehämmertes Holzkohleneisen) pro 1 m Länge.

Draht-dicke δ in mm	Anzahl der Drähte $= i$									
	24	36	42	49	60	72	84	98	114	133
0,5	0,06									
0,6	0,08									
0,7	0,11	0,19								
0,8	0,15	0,25								
0,9	(7) 0,20	(8) 0,32	(10) 0,38							
1,0		0,38	0,44							
1,2		(11) 0,48	(13) 0,58	0,64						
1,5		(15) 0,75	(16) 0,85	0,98	1,01					
1,7		0,86	0,95	1,25	1,30	1,56				
1,9		(18) 1,07	(20) 1,28	(22) 1,53	1,52	1,94	(25) 2,40	2,65	(30) 3,20	
2,0		1,15	1,42	1,68	1,80	2,16	3,40	2,94	3,42	3,90
2,5		(23) 1,70	(25) 2,13	(30) 2,48	2,81	(33) 3,52	(35) 4,00	(38) 4,60	(40) 5,44	(43) 6,50
2,7		1,97	(28) 2,40	2,90	3,28	3,94	4,59	5,36	6,23	7,37
3,1		(30) 2,55	(33) 3,04	(35) 3,72	4,32	5,18	(40) 5,60	7,06	(45) 8,10	(50) 9,30
3,5		(33) 3,20	(35) 3,98	(40) 4,80	5,51	6,61	7,70	9,00	(50) 10,30	12,20

Die in Klammern beigeschriebenen Zahlen geben die entsprechenden Seildurchmesser in mm.

Für die Ausführung (Montage) ist in erster Linie der Werth der Einsenkung h_0 des ruhenden Seiles zu wissen nothwendig. Derselbe lässt sich nach Grove näherungsweise annehmen zu $\mathfrak{h}\,(= h_0) = 1{,}5\,H = 0{,}75\,h$, während ein genauerer Werth zu ermitteln ist aus: $h_0 = \mathfrak{h} - \frac{\mathfrak{h}^3 - A\,\mathfrak{h} - B}{3\,\mathfrak{h}^2 - A}$, wobei $\mathfrak{h}$ der obige Annäherungswerth von h_0 ist; $A = 2{,}5\,H^2 - 0{,}502\,\frac{E^4}{16\,H\,.\,M}$; $B = 0{,}669\,\frac{E^4}{16\,.\,M}$.

Es ist wegen der erfolgenden Ausdehnung der Seile stets rathsam, bei der Aufstellung den Pfeil h_0 ein wenig kleiner anzunehmen, als die Rechnung ergiebt.

Als ungefähre Verhältnisse zwischen den Einsenkungen h und H und dem Rollenabstand E lassen sich angeben $\frac{E}{H} = 32$; $\frac{E}{h} = 64$ im Durchschnitt.

Die Seilcurve und deren Aufzeichnung. Ein frei aufgehängtes, materielles Seil von gewissem Gewicht pro Längeneinheit nimmt die Form einer **Kettenlinie** an. Die Kettenlinienbogen der Drahtseile fallen verhältnissmässig sehr flach aus; deshalb kann man die Seilcurven näherungsweise als **Parabeln** ansehen und demgemäss verzeichnen.

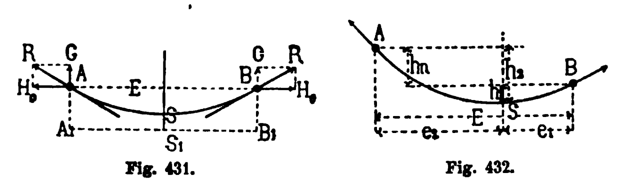


Fig. 431. Fig. 432.

Der Scheitel S eines vollständig horizontalen Seiltriebes liegt in der Mitte zwischen den beiden Auflagerungspunkten A und B; nicht so beim schiefen Seiltrieb; doch lassen sich hierfür unter der Voraussetzung, dass die Spannungen im schiefen Seiltrieb nahezu gleich denjenigen eines horizontalen von dem gleichen Horizontalabstand E seien, die Scheitelabstände e_1 und e_2 sowie die Einsenkungen h_1 und h_2 Fig. 432 aus den entsprechenden Werthen eines gleichen Verhältnissen ausgesetzten wagerechten Seiltriebes nach Reuleaux wie folgt berechnen:

Bezeichnet h die Einsenkung, E den gleichen Rollenabstand eines **horizontalen Seiltriebes**; h_1 und h_2 die verschiedenen Einsenkungen, e_1 und e_2 die verschiedenen Scheitelabstände des analogen **schiefen** Seiltriebes; $h_n = h_2 - h_1$ den Höhenunterschied der Aufhängepunkte A und B, alle Werthe in m, so gilt für die Einsenkungen: $h_1 = h\left(1 + \frac{1}{16} \cdot \frac{h_n^2}{h^2}\right) - \frac{h_n}{2}$; $h_2 = h_n + h_1$ und für die Scheitelabstände: $e_1 = \frac{E}{2}\left(1 - {}^1/_4 \cdot \frac{h_n}{h}\right)$; $e_2 = E - e_1$. Nachdem die Lage des Scheitels S nach vorstehenden Angaben ermittelt, geschieht die Aufzeichnung der Seilcurve wie folgt:

Bei vorliegendem **horizontalen Seiltrieb** (Fig. 433) halbirt man A_1S und SB_1 in C und D, verbindet sodann C mit A, D mit B und erhält so die Tangenten AC und BD an die Seilcurve in den Aufhängepunkten A und B. Indem man weiter AC in beliebig viele gleiche Theile (z. B. in 4) theilt, desgleichen CS in ebensoviele gleiche Stücke und die so entstandenen Punkte I, II, III.. mit den entsprechenden 1, 2, 3.. verbindet, erhält man eine Anzahl die Seilcurve einhüllender Tangenten, mit deren Hilfe die Curve sehr leicht verzeichnet werden kann. Ebenso findet sich das entsprechende Curvenstück SB.

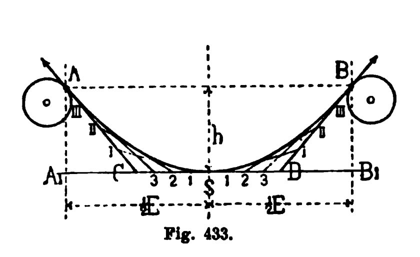


Fig. 433.

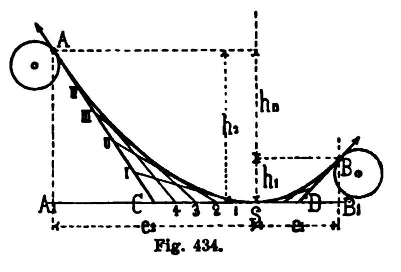


Fig. 434.

Beim **schiefen Seiltrieb** (Fig. 434) ist das Verfahren das gleiche. Man halbirt nach der Scheitelbestimmung A_1S und SB_1 in C und D, zieht CA und DB, theilt diese Curventangenten und die Stücke CS und SD auf die angegebene Art, so geben die Verbindungslinien $1I$, $2II$, $3III$.... der Theilpunkte wiederum eine Anzahl die Curven einhüllender Tangenten, welche alsdann eine leichte Verzeichnung der Curve selbst ermöglichen.

In nebenstehender Tabelle bedeutet: α den Winkel zwischen der Horizontalen und der Tangente im Aufhängepunkte der Seilcurven; l die Länge des Seiles, gemessen vom Scheitel S bis zum Auflagerpunkte A (beim horizontalen Seiltrieb also die halbe Länge des ganzen Seiles); $\beta = \frac{H_0}{q}$

$$= \frac{\text{horizontale Componente der Seilspannung}}{\text{Seilgewicht pro laufenden Meter}};$$

die Horizontalspannung H_0, welche in jedem Punkte des Seiles gleich der Scheitelspannung ist, weicht nur wenig von den wirklichen Seilspannungen T resp. t, t_0 ab, weshalb für H_0 diese Werthe eingeführt werden können.

Tabelle der Coordinaten der gemeinen Kettenlinie.

Aufhängewinkel α^0	$\frac{h}{\beta}$	$\frac{E}{2\beta}$	$\frac{E}{2h}$	$\frac{l}{\beta}$	$\frac{2l}{E}$
1	0,0002	0,0175	114,5108	0,0175	1,0000
2	0,0006	0,0349	57,2929	0,0349	1,0001
3	0,0014	0,0524	38,1695	0,0524	1,0003
4	0,0024	0,0699	28,6130	0,0699	1,0007
5	0,0038	0,0874	22,8729	0,0875	1,0012
6	0,0055	0,1049	19,0458	0,1051	1,0018
7	0,0075	0,1225	16,3107	0,1228	1,0025
8	0,0098	0,1401	14,2527	0,1406	1,0033
9	0,0125	0,1577	12,6529	0,1584	1,0042
10	0,0154	0,1754	11,3706	0,1763	1,0052
11	0,0187	0,1932	10,3207	0,1944	1,0063
12	0,0223	0,2110	9,4438	0,2126	1,0075
13	0,0263	0,2289	8,7006	0,2309	1,0088
14	0,0306	0,2468	8,0623	0,2493	1,0102
15	0,0353	0,2649	7,5079	0,2680	1,0117
16	0,0403	0,2829	7,0209	0,2868	1,0133
17	0,0457	0,3012	6,5911	0,3057	1,0150
18	0,0515	0,3195	6,2077	0,3249	1,0169
19	0,0576	0,3379	5,8635	0,3443	1,0190
20	0,0642	0,3564	5,5530	0,3640	1,0212
22	0,0785	0,3938	5,0143	0,4040	1,0261
24	0,0946	0,4317	4,5619	0,4452	1,0314
26	0,1120	0,4702	4,1760	0,4877	1,0373
28	0,1326	0,5094	3,8424	0,5317	1,0438
30	0,1547	0,5493	3,5507	0,5773	1,0510

Herstellung der Drahtseile. Das **Drahtseil** kommt in zwei Ausführungsformen vor, als

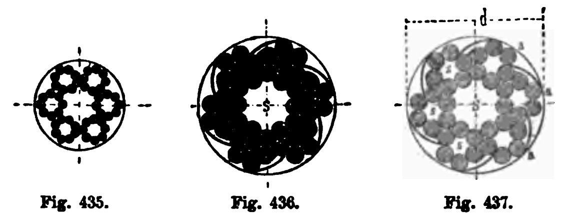


Fig. 435. Fig. 436. Fig. 437.

Rundseil (dieses kommt als Triebseil vorwiegend in Betracht) und als **Bandseil**, welches als Förderseil vielfache Verwendung findet. Welchen Querschnitt das Seil auch hat, immer ist es aus einzelnen Litzen zusammengesetzt, welche beim Rundseil schraubenförmig umeinander gewunden werden und aus meist 6 Drähten zusammengesetzt sind, welche wiederum um einen aus bestem Hanf oder geglühtem Draht gebildeten Kern (Seele) gewunden werden. Das Innere des Seiles bildet ebenfalls eine solche Litze, oder eine Hanfseele. Der Vortheil, den die Ersetzung der Hanfseele jeder

einzelnen Litze durch einen geglühten Draht gewährt, ist zweifelhaft, weil das Seil hierdurch unbiegsamer wird und grössere Rollen verlangt und weil die Drahtseelen leicht einem Bruche ausgesetzt sind, wenn sie auch das Seil um ein Geringes tragfähiger machen. Versteht man unter δ die Dicke des einzelnen Drahtes in mm, i die Zahl der Drähte eines Seiles, S die zulässige Beanspruchung der Drähte auf Zugfestigkeit in kg pro qmm, P die Umfangskraft in kg, R den Seilscheibenhalbmesser in mm, N die Anzahl der zu übertragenden Pferdekräfte, v die Geschwindigkeit des Seiles pro Secunde in m; n die Umdrehungszahl der Seilscheibe pro Minute, so folgt die Dicke des einzelnen Drahtes: $\delta = 1{,}6 \sqrt{\frac{1}{i} \cdot \frac{P}{S}}$, oder wenn nicht P bekannt, sondern N und v, wegen der Beziehung $P = \frac{75\,N}{v}$ auch $\delta = 13{,}9 \sqrt{\frac{1}{i} \cdot \frac{N}{Sv}} = 1350 \sqrt{\frac{1}{i} \cdot \frac{N}{n.R.S}}$.

Tabelle der Drahtstärken für Triebseile.

Drahtstärke δ bei der Drahtzahl											$\frac{P}{S}$	$\frac{N}{S.v}$	$\frac{N}{n.R.S}$
$i=24$	$i=36$	$i=42$	$i=48$	$i=60$	$i=72$	$i=84$	$i=98$	$i=114$	$i=120$	$i=133$			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			
0,61	0,50	0,46									3,52	0,047	0,000005
0,73	0,60	0,55	0,52	0,46							5,06	0,068	0,000007
0,85	0,70	0,65	0,61	0,54	0,49	0,46					6,89	0,092	0,000010
0,98	0,80	0,74	0,69	0,62	0,57	0,52	0,48				9,00	0,121	0,000013
1,10	0,90	0,83	0,78	0,70	0,64	0,59	0,54	0,50			11,39	0,153	0,000016
1,22	1,00	0,92	0,87	0,77	0,71	0,65	0,60	0,56	0,55		14,06	0,188	0,000020
1,47	1,20	1,11	1,04	0,93	0,85	0,78	0,72	0,67	0,66	0,62	20,25	0,279	0,000028
1,71	1,40	1,29	1,21	1,08	0,99	0,91	0,84	0,78	0,77	0,72	27,56	0,369	0,000039
1,95	1,60	1,48	1,39	1,24	1,13	1,04	0,96	0,89	0,88	0,83	36,00	0,482	0,000051
2,20	1,80	1,66	1,56	1,39	1,27	1,17	1,08	1,00	0,98	0,93	45,56	0,610	0,000064
2,44	2,00	1,85	1,73	1,55	1,41	1,30	1,21	1,12	1,09	1,04	56,25	0,753	0,000079
2,69	2,20	2,03	1,91	1,70	1,56	1,43	1,33	1,23	1,20	1,14	68,06	0,912	0,000096
2,93	2,40	2,22	2,08	1,86	1,70	1,57	1,45	1,34	1,31	1,24	81,00	1,085	0,000114
3,18	2,60	2,40	2,25	2,01	1,84	1,70	1,57	1,45	1,42	1,34	95,06	1,273	0,000134
3,42	2,80	2,59	2,42	2,17	1,98	1,83	1,69	1,56	1,53	1,45	110,25	1,477	0,000155
3,67	3,00	2,77	2,60	2,32	2,12	1,96	1,81	1,68	1,64	1,55	126,56	1,700	0,000178
3,91	3,20	2,96	2,77	2,47	2,27	2,09	1,93	1,79	1,75	1,66	144,00	1,920	0,000203
4,28	3,50	3,24	3,03	2,70	2,48	2,28	2,11	1,95	1,91	1,81	172,25	2,300	0,000243

Die verwendeten Drahtstärken liegen zwischen 0,5 und etwa 3 mm.

Zur Herstellung der zu Treibseilen verwendeten Drähte bedient man sich guten schwedischen Eisens, in neuerer Zeit auch des Gussstahldrahtes, der bei der Grubenförderung mit bestem Erfolge eingeführt ist.

Die Gesammt-(Zug- und Biegungs-)Beanspruchung wählt man, die Summe der Drahtquerschnitte in Rechnung gezogen, $S = 1$—1,5—3 kg pro qmm bei dickeren Transmissionsseilen; $S = 1{,}3$—2—4 kg bei dünneren Transmissionsseilen; $S = 5$—6 kg bei Förderseilen.

Das Verhältniss zwischen dem Seildurchmesser D und dem Drahtdurchmesser δ ist an sich kein bestimmtes (vergl. die frühere Tabelle). Bezeichnet man den Seildurchmesser mit d, so kann man aus nachfolgender Tabelle von Reuleaux bei bekannter Drähtezahl und Drahtstärke denselben jederzeit berechnen.

Drähtezahl i =	36	48	54	60	66	72
Verhältniss $\frac{D}{\delta}$ =	8,00	10,25	11,33	12,80	13,25	14,20.

Nachfolgende Tabellen (S. 69) von der bewährten Fabrik von Felten & Guilleaume in Köln a. Rh. sind von Interesse, namentlich deshalb, weil sie die Festigkeit direct auf die Seilquerschnitte beziehen und ausserdem noch Vergleichswerthe zwischen Gussstahl- und Eisendrahtseilen angeben.

Die Bezeichnungen „langgeschlagene“ und „kurzgeschlagene“ Seile beziehen sich auf die Länge der Windungen. Die geringere Festigkeit der letzteren ist deutlich aus den Tabellen ersichtlich.

Das **Bandseil** besteht ebenso wie das Rundseil aus einzelnen runden Litzen, die aber entweder durch Stifte miteinander verbunden oder einfach zusammengenäht werden. Infolge ihrer geringeren Dicke sind die Bandseile biegsamer als die Rundseile, gestatten daher die Verwendung von Scheiben kleineren Durchmessers, doch ist ihr Verschleiss ein grösserer. Hauptverwendung finden sie zur Förderung im Bergbau, neuerdings zuweilen zum Betrieb von Schnellwalzen.

Einige gebräuchliche Grössen des Querschnittes von Bandseilen giebt nachfolgende Tabelle:

Tabelle der flachen (Band-) Seile.

Breite/Dicke	$^{38}/_{8}$	$^{40}/_{10}$	$^{45}/_{11}$	$^{50}/_{12}$	$^{60}/_{14}$	$^{68}/_{16}$	$^{80}/_{20}$	$^{105}/_{22}$	$^{135}/_{25}$	$^{150}/_{28}$	$^{190}/_{33}$
Gewicht des laufenden m in kg	0,80	1,1	1,35	1,65	2,40	3,00	4,50	6,00	8,20	9,20	12,50
Bruchlast { Eisen	4200	5900	7400	8900	13300	17000	25000	34000	44000	50000	67000
Bruchlast { Gussstahl	9100	12800	16300	19600	28900	37000	54000	74000	97000	109000	146000

Langgeschlagene Rundseile.

Durchmesser	Gewicht des laufenden m	Bruchbelastung	
		Eisendraht	Gussstahldraht
mm	kg	kg	kg
7	0,15	850	1800
10	0,26	1500	3200
12	0,40	2200	4900
14	0,50	3100	6700
16	0,80	4600	10100
18	1,00	5800	12800
21	1,25	7200	15800
23	1,50	8400	18500
25	1,80	10200	21100
27	2,30	13400	29300
30	2,80	16600	36000
35	4,10	24000	52000
40	5,35	31000	67000
45	6,25	36000	78000
50	7,70	45000	98000
60	11,20	66000	145000

Kurzgeschlagene Rundseile.

Durchmesser	Eisendraht		Gussstahldraht	
	Gewicht des laufenden m	Bruchlast	Gewicht des laufenden m	Bruchlast
mm	kg	kg	kg	kg
26	2,0	8000	2,0	24000
30	2,4	10000	2,4	29000
35	3,0	12000	3,0	36000
40	4,0	15000	4,0	45000
45	5,2	21000	4,8	54000
50	7,4	30000	6,2	68000
57	8,8	37000	7,5	81000
65	11,0	43000	9,0	95000
70	13,7	58000	11,1	111000
80	17,0	67000	13,2	130000

Die **Verbindung der Seilenden** erfolgt durch Aufflechten auf etwa 1 m Länge, wechselseitiges Ineinanderstecken der Litzen, Aufflechten der letzteren und sodann Durchflechten der Drähte oder durch eine Verbindung nach Art der Fig. 438.

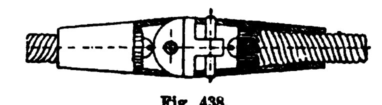


Fig. 438.

Die **Dauer** eines Eisendrahtseiles ist erfahrungsmässig zu 2, höchstens $2^1/_2$ Jahren anzunehmen, eine sorgfältige Anlage und Ueberwachung sowie einen ununterbrochenen Betrieb vorausgesetzt. Nach v. Reiche erweist sich für Erzielung einer möglichst langen Dauer des Seiles zweckmässig, dasselbe von Zeit zu Zeit mit gekochtem Leinöl zu schmieren. Eine andere Vorschrift empfiehlt, das Seil zuerst mit einer Mischung aus 2 Theilen Theer und 1 Theil Pech, später aber allwöchentlich mit reinem Theer, dem etwas Talg zuzusetzen ist, zu schmieren.

Der Effectverlust (Kraft- und Geschwindigkeitsverlust) ist für Drahtseiltransmissionen durchschnittlich zu 1% für je 100 m Entfernung anzunehmen.

Bei sehr geringem Rollenabstande E nehme man, damit das wenig biegsame Drahtseil die erforderliche Reibung hervorbringe, die Materialspannung S sehr klein (etwa $^1/_3$ bis $^1/_2$ kg pro qmm), also ein verhältnissmässig starkes Seil.

Ist eine möglichst geringe Einsenkung H aus irgend welchen Gründen vorgeschrieben und ausserdem die zu übertragende Leistung eine geringe, so verwendet man ein Seil mit grösserer Anspannung, als zur Verhinderung des Gleitens auf den Seilscheiben unbedingt nöthig wäre, ohne dabei die Materialspannung zu erhöhen. Wird die Beanspruchung S nach den früheren Angaben gewählt, die Anspannung nicht T, sondern $T_s = m\,T$, also m mal so gross als erforderlich genommen, so hat man die Drahtdicke δ, wie sie aus den früheren Formeln hervorgeht, zu erhöhen auf $\delta_s = \delta\sqrt{m}$; dieser Verstärkung entspricht ein schwereres Seil.

Seilscheiben. Die Grösse des Seilscheibenhalbmessers R hängt ab von der Dicke des zu den Seilen verwendeten Drahtes, bezüglich von der Biegsamkeit des Seiles. Nach Reuleaux berechnet man den Halbmesser R aus dem Verhältniss $\frac{R}{\delta} = \frac{10000}{18 - S}$ oder bestimmt ihn aus der dieser Formel entsprechenden

Tabelle der kleinsten zulässigen Halbmesser R.

$S =$	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$\frac{R_{min}}{\delta} =$	571	588	625	667	714	769	833	909	1000	1111	1250	1429	1667	2000	2500	3333	5000	10000

Der numerisch kleinste Werth findet sich bei $S = 6$, nämlich $R_{min} = 833\,\delta$. Bei Förderseilscheiben kann man, sofern eine Verringerung unumgänglich nothwendig erscheint, der geringeren Seilgeschwindigkeit halber auf die Hälfte des obigen kleinsten Werthes herabgehen.

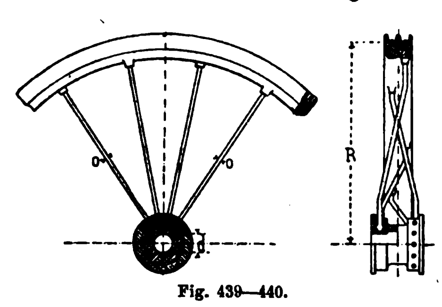


Fig. 439—440.

Da die Triebrollen bei einigermassen bedeutenden Kraftübertragungen eine beträchtliche Grösse erhalten, so ist mit Rücksicht auf die Haltbarkeit und den Transport die grösste Vorsicht nothwendig, um die schädlichen Gussspannungen zu vermeiden; man theilt deshalb die Scheiben oft in zwei oder mehr Theile, die für sich gegossen und dann mit Ringen oder Laschen verbunden werden. Bei der Verfertigung selbst giesst man zuerst den Kranz, als den am meisten schwindenden Theil, und erst nachdem dieser nahezu erkaltet ist, die Nabe. Für grössere Seilscheiben empfehlen sich schmiedeeiserne Arme, nach Art der in Fig. 439—442 gegebenen, da sich hierdurch das Gewicht verringert und die Sicherheit erhöht. Die aus Rundeisen hergestellten Arme werden dabei einfach in Kranz und Nabe eingegossen, die flachen daran verschraubt.

Bei bedeutender Grösse der Rollen empfiehlt sich die Construction schmiedeeiserner Seilscheiben aus Eisenblech. Solche Scheiben mit Spannstangenconstruction erhalten ein um ein Viertheil geringeres Gewicht und weit grössere Sicherheit als gleich grosse gusseiserne.

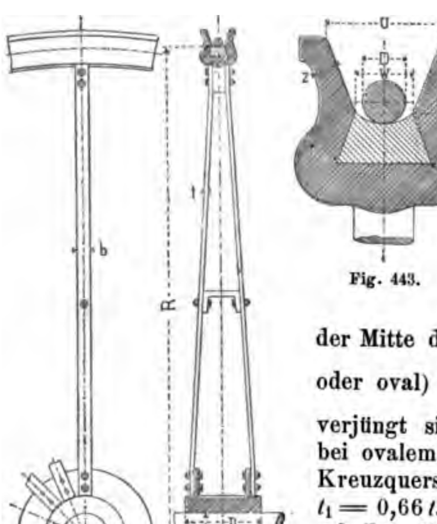

Fig. 441—442.

Fig. 443.

Die Form des **Kranzes** giebt Fig. 443. Zur Schonung des Seiles werden die Rinnen ausgelegt, entweder mit schwalbenschwanzförmigen Weidenholzstücken, mit eingeschlagenem Guttapercha oder eingestampften alten Lederriemen, oder endlich wird nach Prof. Fink der Rinnengrund mit Bindfaden vielfach umwickelt. Die Rinnenränder sind sorgfältig abzudrehen. Bezugseinheit $w = D + 10$ mm; $u = 2\,w$; $x = 1{,}5\,w$; $y = v = 0{,}7\,w$; $z = 0{,}4\,w$.

Die Zahl der **Arme** A findet man nach Reuleaux sowohl für den Fall gusseiserner als schmiedeeiserner Speichen aus der Gleichung $A = 4 + {}^1\!/_{40}\,\frac{R}{D}$; die Höhe b des in der Mitte der Rolle gemessenen Speichenquerschnittes (gleichviel ob kreuzförmig oder oval) dagegen aus $b = 4\,D + {}^1\!/_4\,\frac{R}{A}$ (D = Seildurchmesser); die Höhe b verjüngt sich von der Radmitte aus bis zum Kranz auf ${}^2\!/_3\,b$; die Armbreite bei ovalem Querschnitt beträgt ${}^1\!/_2\,b$. Die Breite (Dicke) der Hauptrippe bei Kreuzquerschnitt betrage $t = 0{,}2\,b$; die der etwa vorhandenen Nebenrippe $t_1 = 0{,}66\,t$. Hinsichtlich der Formgebung der Arme vergl. das auf Riemenscheiben Bezügliche S. 59.

Tragrollen dienen zum Stützen langer Seile; denjenigen, welche das führende straffere Seilstück zu unterstützen haben, giebt man zweckmässiger Weise den gleichen Durchmesser wie den eigentlichen Seilscheiben, während die für das geführte Seilstück bestimmten einen Halbmesser R_0 erhalten, der sich aus folgender Gleichung bestimmt: $\frac{R_0}{\delta} = \frac{10000}{18 - \frac{S}{2}}$ oder aus der

Tabelle der Grösse von Tragrollen.

$S =$	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	17
$\frac{R_0}{\delta} =$	563	571	588	606	625	645	667	690	714	741	769	833	909	1000	1053

Seilscheibenträger. Die gesammte Anlage erfordert eine sehr genaue Aufstellung; die Ebenen der Seilscheiben müssen ineinander fallen und dürfen diese ihre Lage während des Betriebes nicht ändern. Die stabile Aufstellung des Unterbaues wird durch dessen grosse Höhe häufig erschwert, indem nicht selten die Forderung an den Seiltrieb gestellt wird, dass der tiefste Punkt des Seiles ca. 3 m von dem Boden absteht. Auf einen höchst soliden Unterbau setzt sich ein weiterer Steinbau aus Ziegeln oder sonstigem Mauerwerk, oder — was zuweilen auch räthlich ist — ein sicherer gusseiserner Bock; dieser Theil trägt die eigentlichen, die Seilscheibenwelle unterstützenden Lager. Der Abstand B der letzteren, in der Richtung

der Wellenaxe gemessen, sei ungefähr gleich der Grösse des Seilscheibenhalbmessers R. Bei Bestimmung der Zapfenstärken, Seilscheibenwellen und Dimensionen des Unterbaues muss der Druck, der abhängig ist von Grösse und Richtung der Seilspannungen sowie von dem Gewichte der Seilscheibe, bestimmt werden.

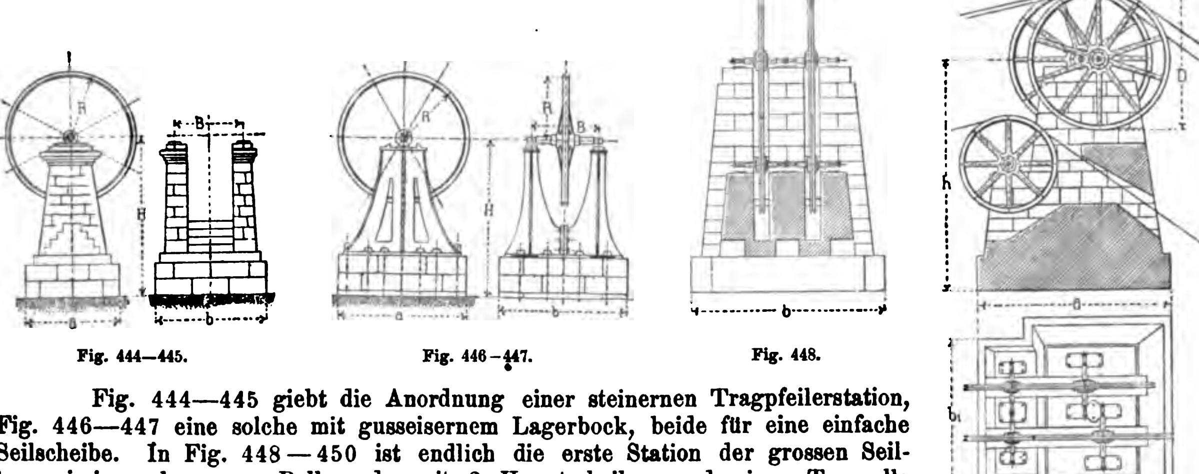


Fig. 444—445. Fig. 446—447. Fig. 448. Fig. 449—450.

Fig. 444—445 giebt die Anordnung einer steinernen Tragpfeilerstation, Fig. 446—447 eine solche mit gusseisernem Lagerbock, beide für eine einfache Seilscheibe. In Fig. 448—450 ist endlich die erste Station der grossen Seiltransmissionsanlage von Bellegarde mit 2 Hauptscheiben und einer Tragrolle abgebildet.

2. Hanfseiltransmission.

Wie Drahtseile, so finden in neuester Zeit Seile aus **Baumwolle, Hanf** oder **Jute** zur Kraftübertragung Verwendung und bewähren sich nach den bisher bekannt gewordenen Resultaten vortrefflich. Diese Transmission unterscheidet sich von der Drahtseiltransmission insofern, als bei dieser zur Verbindung zweier Rollen stets ein, im äussersten Falle zwei Seile nebeneinander angewendet werden, während bei der mit Hanfseilen stets eine grössere Anzahl (bis 12 und noch mehr) benutzt werden. Dieselben liegen nebeneinander in den keilförmigen Rillen, welche für jedes von ihnen in die Seilscheibe oder Trommel (Fig. 451) eingearbeitet sind. Der Durchmesser der meist als Schwungrad dienenden Scheibe oder Trommel beträgt gewöhnlich das 90—100 fache des Seildurchmessers, derjenige der getriebenen Trommel nicht unter dem 45—50 fachen der Seildicke und nicht unter 1,5 m. Die Keilform der Rillen ist nothwendig, um wegen der dadurch erhöhten Reibung zwischen Seil und Trommel eine möglichst geringe Seilspannung zu erzielen. Sie führt einen Uebelstand mit sich, indem dickere Seilstücke, namentlich die nicht genau gearbeiteten Splissstellen, sich nicht so tief in die keilförmigen Rillen einlegen, wie die übrigen, demnach in einem Kreise von grösserem Halbmesser laufen, als die dünneren. Die hierdurch erzeugten steten Wechsel in der Geschwindigkeit, in Einsenkungen und Spannungen können nur durch Anwendung von durchaus — auch an den Splissstellen, die eine Gesammtlänge von mindestens 2 m haben — gleich dicken Seilen auf ihr geringstes Mass herabgezogen werden.

Für ein in gleicher Weise wie das Drahtseil in seiner Rille eingelegtes Hanfseil ist der Reibungscoefficient $f = 0{,}28$ zu setzen. Infolge des Einklemmens des Seiles in die keilförmige Rille wächst die Reibung wesentlich und ergiebt sich der einem Keilwinkel δ entsprechende Reibungscoefficient zu $f_e = \frac{f}{\sin\frac{\delta}{2}} = \frac{0{,}28}{\sin\frac{\delta}{2}}$. Hiernach ist z. B. für $\delta = 40^0$ $f_e = 0{,}82$, „ $\delta = 45^0$ $f_e = 0{,}70$, „ $\delta = 60^0$ $f_e = 0{,}56$ von welchen Winkeln der von 45^0 der am häufigsten gebräuchliche ist. Auf Grund des Erwähnten lässt sich voraussehen, dass die Verhältnisse $\frac{T}{P}$ und $\frac{t}{P}$, sofern man, wie früher, unter T die Spannung des führenden, t die Spannung des geführten, P den überwindbaren Umfangswiderstand versteht, kleiner sein können, als sie beim Drahtseilbetrieb angegeben wurden. Führt man daher auch hier die früher als Durchschnittswerthe angegebenen Verhältnisse $\frac{T}{P} = 2$; $\frac{t}{P} = 1$; $T = 2t$ ein, die schon dort als mit Sicherheit genügend gross erachtet wurden, so wird man bei ihrer Verwendung im gegenwärtigen Falle ganz sicher gehen.

Die gegenwärtig im Gebrauch befindlichen Seile sind aus Baumwolle, Hanf, Jute oder Aloëfasern gefertigt, aus 3 Litzen zusammengedreht und besitzen einen Durchmesser des umhüllenden Cylinders von 30, 40, 45 und 50 mm. Die Seile werden gleich den Drahtseilen auf Zug und Biegung in Anspruch ge-

nommen, doch ist ihre Beanspruchung nicht bedeutend, die blosse Zugspannung etwa 0,075—0,08 kg, die Gesammtspannung ca. 0,1 kg pro 1 qmm.

Bezeichnet D den Durchmesser des Seiles in mm; P die totale, p die von einem Seil zu übertragende Umfangskraft in kg; i die Anzahl der Seile, R den Halbmesser der Seilscheibe in mm, N die Anzahl der Pferdestärken, n die Umdrehungszahl pro Min., v die Seilgeschwindigkeit in m, so berechnet sich

$$D = 5{,}83 \sqrt{\frac{P}{i}} = 5{,}83 \sqrt{p} = 4935 \sqrt{\frac{N}{n} \cdot \frac{1}{i \cdot R}} = 50 \sqrt{\frac{N}{v \cdot i}}.$$

Nach diesen Formeln wurde folgende Tabelle berechnet:

Uebertragbare Umfangskraft in kg und Eigengewicht in kg der Hanftreibseile.

Seildurchmesser D in mm	Gewicht des laufenden m in kg	Anzahl der Seile $i =$								
		1	2	3	4	6	8	10	15	20
25	0,50	18,4	36,7	55,1	73,5	110,3	147,0	183,8	275,6	367,5
30	0,65	26,5	52,9	79,4	105,8	158,7	211,7	264,6	396,9	529,2
35	0,94	36,0	72,0	108,0	141,1	216,1	288,1	360,1	540,2	720,3
40	1,08	47,0	94,1	141,1	188,2	282,2	376,3	470,0	705,1	940,8
45	1,53	59,5	119,0	178,5	238,0	357,0	476,0	595,0	892,5	1190,0
50	1,96	73,5	147,0	220,5	294,0	441,0	588,0	735,0	1102,5	1470,0
55	2,20	89,0	178,0	267,0	356,0	534,0	712,0	890,0	1335,0	1780,0

Die Tabelle ist unter der Voraussetzung einer Materialbeanspruchung von $S = 0{,}075$ kg pro qmm berechnet. Das Gewicht pro laufenden m ist dieser Tabelle zu entnehmen, oder nach der Formel $q = 0{,}00071\, D^2$ zu bestimmen.

Zweckmässig nimmt man die Seilzahl noch um eins grösser, als sich nach der Rechnung ergiebt, damit für den Fall der Reparaturbedürftigkeit eines Seiles die anderen nicht stärker als mit der zulässigen Maximalspannung belastet werden. Bei vielen nebeneinander liegenden Seilen ist es kaum möglich, alle Seile auf genau gleiche Länge zu flechten. Hierdurch und in dem Falle, dass einzelne Seile nachlassen, ergeben sich verschiedene Seileinsenkungen; dies ist aber insofern unschädlich, als sich die höher beanspruchten Seile etwas mehr strecken werden und hierdurch ein gewisser Gleichgewichtszustand eintritt. Man legt allgemein die schlaffen Seilstücke nach oben. Die günstigste horizontale Entfernung der Seilscheibenaxen ist 10—12 m zu nehmen.

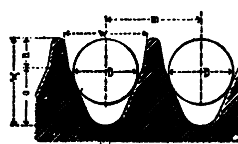


Fig. 451.

Die Construction der **Rillen** der Transmissionsrollen, die sorgfältig auf gleichen Radius ausgedreht werden müssen, zeigt Fig. 451. Bezugseinheit für dieselbe ist $w = D + 10$ mm, wobei D der Seildurchmesser in mm; $n = 0{,}3\,w$; $o = 0{,}7\,w$; $w_1 = w$; $m = 1{,}1\,w$. Die sonstigen Dimensionen der Seilscheiben können ganz so wie die der Riemenscheiben gewählt werden.

Bei **Leitrollen** empfiehlt es sich, Rillen anzuwenden, an deren Boden sich das Seil auflegen kann.

Die **Dauer der Seile** ist wesentlich von deren Verhalten während ihres Ganges abhängig, ob sie sich in unveränderlich gleicher Weise in die Rillen einlegen, wobei die Anlageflächen allmählich abgeplattet werden, oder ob sie sich während ihrer Bewegung beständig um ihre eigene Axe drehen und so immer andere Flächen auf der Scheibe zum Anliegen kommen, ein Umstand, der häufig eintritt und aus der beständig rund bleibenden Gestalt des Seilquerschnitts erkannt werden kann. Im ersten Falle ist die Dauer der Seile eine lange, nach gemachten Erfahrungen durchschnittlich eine 3—4jährige, im günstigsten Falle eine 8—10jährige. Das fortwährende Drehen um ihre Axe verdirbt die Seile, indem hierbei ihre Fasern sich beständig aneinander reiben, sich zermahlen und die Seile sich in der Folge stark dehnen und bald reissen. Der schädlichen Drehung kann man durch veränderte Drehung der Litzen des Seiles Abhülfe schaffen. Ein Tränken der Seile mit einer Schmiere aus Talg, Wachs und Graphit soll ihre Dauer bedeutend erhöhen.

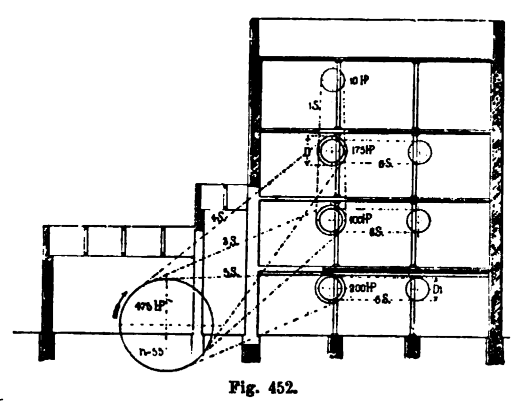


Fig. 452.

Man verwendet die Seile sowohl für waagerechten und schiefen Betrieb, als auch zur Kraftübertragung auf vertical übereinander liegende Rollen. Sie eignen sich zum Betrieb von Zwischen- und Seitentransmissionen, nicht aber zum Antrieb der Arbeitsmaschinen von der Vorgelegswelle aus, da die Ausrückung mit grossen Schwierigkeiten verknüpft ist; zu dieser letzten Kraftübertragung wird auch fernerhin der Treibriemen Verwendung finden müssen. Beistehende Fig. 452 giebt die Darstellung der Hanfseiltransmissionsanlage in

der Seilspinnerei von der bekannten Firma Felten & Guilleaume in Köln. Der Motor erzeugt 475 indic. Pferdestärken; davon werden durch 5 Seile 200 HP nach dem Parterre, durch 3 Seile 100 HP an die erste Etage abgegeben, während 175 HP durch 4 Seile der zweiten Etage zugeleitet werden. Von diesen ersten Transmissionen aus führen in den genannten Stockwerken je 6 Seile einen Theil der Kraft nach den zweiten Transmissionswellen, von der der ersten Etage leitet gleichzeitig ein Seil 10 HP vertical aufwärts nach einer Scheibe der dritten Etage. Die um die Hauptseilscheibe laufenden Seile machen ca. 15 m pro Secunde, die horizontalen Seile in den einzelnen Etagen ca. 12 m. Die Stärke beträgt bei allen übereinstimmend 45 mm.

3. Baumwollseiltransmission.

Baumwollenseile werden hauptsächlich zum Betriebe von Selfactorwagen, in neuester Zeit, zuerst durch Ramsbottom, zur Bewegung von Laufkrahnen benutzt. In letzterem Falle der Benutzung erhalten sie grosse Geschwindigkeit (v bis 25 m pro Secunde) und deshalb einen verhältnissmässig geringen Durchmesser (D bis 20 mm). Man bringt sie mit den in Bewegung zu setzenden Rollen durch Anpressen in einfache Berührung, sodass der umspannte Bogen α nicht über 0,05—0,1 des Umfanges beträgt. Die erforderliche Spannung T des treibenden Seilstückes muss deshalb gross (etwa $T = 6\,P$ bis $12\,P$) sein. Die zulässige Beanspruchung soll bei diesen raschlaufenden Seilen nicht höher als 0,3 kg pro qmm genommen werden, und ergiebt sich hiernach der Durchmesser der Seile aus der Gleichung $D = 2{,}5\,\sqrt{T}$ in mm.

Die Anwendung der Hanf- und Baumwollenseile wird durch die Veränderlichkeit betreffs ihrer Länge, welche bei weit ausgedehnten Seiltrieben oft besondere Spannvorrichtungen nöthig macht, erschwert; man giebt der einen der Hauptrollen ein bewegliches Lager, welches, durch ein Gewicht beständig zurückgezogen, dem Seile eine gleichmässige Spannung ertheilt. Leitrollen und Triebrollen sollen mindestens die 15—20fache Seilstärke zum Durchmesser und eine Kranzrinne wie die für Hanfseile erhalten; bei den Tragrollen liegt das Seil auf dem Boden der Rinne auf.

Herstellungskosten der Seilscheiben.

Formerlohn für Seilscheiben: Beträgt das Gewicht eines Stückes G kg, so berechnet sich der Preis pro 100 kg zu: ₰ $= 250 + \frac{1050}{G}$. Formerlohn für Seiltrommeln: ₰ $= 160 + \frac{9000}{G}$.

Für Seilscheiben rechne man nach v. Reiche:

das Gusseisen zu 36—42 ₰ pro 1 kg, die schmiedeeisernen Theile zu 65—80—100 ₰ pro 1 kg.

Die Preise der Seile berechnen sich nach folgenden Tabellen.

Durchmesser des Seiles in mm	Preis pro 100 kg in M. Gehämmerter Holzkohlendraht	Preis pro 100 kg in M. Gussstahldraht
	Runde Drahtseile.	
7—13	110	160
14—18	100	150
19—30	90	140

Durchmesser des Seiles in mm	Preis pro 100 kg in M. aus badischem Schleisshanf	aus Aloë (Manilahanf)	aus Baumwolle
	Transmissions-Hanfseile.		
25—50	150	130	280
	Runde Hanfseile für Krahne und Flaschenzüge.		
16	150	140	—
20—60	140	130	—

M. Ketten und Kettenhaken.

Nach der Form des Ketteneisens unterscheidet man dieselben in Rundeisenketten und Flacheisen- oder Laschenketten.

Erstere werden aus bestem sehnigen runden Schmiedeeisen gefertigt, und die einzelnen Glieder durch Schweissen oder einfaches Biegen ohne Schweissung miteinander verbunden. Die gebräuchlichsten Ketten dieser Art sind:

Die **weite** (deutsche) **Ringkette** (Fig. 453). Die Gesammtlänge eines Gliedes ist $l = 5{,}5\,d$, zuweilen 6—6,5 d; die Breite $b = 3{,}5\,d$ (d bedeutet hier wie im Folgenden den Ketteneisendurchmesser in mm).

Die **enge** (englische) **Ringkette** (Fig. 454); $l = 4{,}6\,d$; $b = 3{,}5$ d.

Die **Stegkette** oder das **Kettentau** (Fig. 455); $l = 5\,d$; $b = 3{,}75\,d$.

Die Vaucanson'sche **Hakenkette** (Fig. 464—465); $l = 6{,}25\,d$; $b = 4\,d$; $c = 3{,}25\,d$.

Die beiden erstgenannten Arten heissen **offene Ketten**; diejenigen mit langen Gliedern sind leichter an Gewicht, billiger und bequemer herstellbar, die mit kurzen Gliedern dagegen beweglicher. Die die schwächsten Querschnitte der einzelnen Glieder gegeneinander absteifenden Stege der **Stegketten** verstärken die Kette nicht allein ganz wesentlich, sie verhüten auch das Verwirren und Knotenbilden, weshalb solche Ketten als Ankerketten vielfache Verwendung finden.

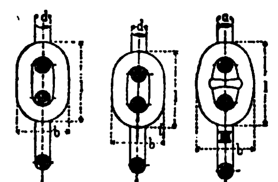


Fig. 453—455.

Der Abstand der Mitten je zweier aufeinander folgenden Kettenglieder heisst die **Baulänge** derselben.

Die Ketten werden meist für eine Probebeanspruchung berechnet, die bei offenen Ketten zu $S = 14$ kg pro qmm, bei den Stegketten zu $S = 17$ kg für den qmm angenommen wird. Für die **offene Kette** erhält man nach diesen Annahmen, wenn P die bekannte Kraft oder Last, d der Rundeisendurchmesser in mm, $d = 0{,}211\sqrt{P}$; $P = 22\,d^2$ und für die Stegkette bei 17 kg Spannung: $d = 0{,}194\sqrt{P}$; $P = 26{,}7\,d^2$.

Das laufende Gewicht berechnet sich für die enge offene Kette nach $G_0 = 0{,}0226\,d^2$, für die weite offene Kette $G_0 = 0{,}0190\,d^2$; für die Stegkette $G_0 = 0{,}0235\,d^2$.

Nach diesen Formeln ergiebt sich folgende Tabelle über Schakenketten.

Offene Ketten.				Stegketten.		
d in mm	Probebelastung P in kg	G_0 in kg für enge	G_0 in kg für weite	d in mm	Probebelastung P in kg	G_0 in kg
6	792	0,81	0,66	15	6008	5,29
7	1078	1,11	0,93	16	6835	6,02
8	1408	1,45	1,21	17	7716	6,79
9	1782	1,83	1,54	18	8651	7,61
10	2200	2,26	1,90	19	9639	8,48
11	2662	2,73	2,30	20	10680	9,40
12	3168	3,25	2,74	22	12923	11,37
13	3718	3,82	3,21	24	15379	13,54
14	4312	4,43	3,72	26	18049	15,89
15	4950	5,09	4,28	28	20933	18,42
16	5632	5,79	4,86	30	24300	21,15
17	6358	6,23	5,49	32	27341	24,06
18	7128	7,32	6,16	34	30865	27,16
19	7942	8,16	6,86	36	34603	30,46
20	8800	9,04	7,60	38	38555	33,93
21	9702	9,97	8,38	40	42720	37,60
22	10648	10,94	9,20	42	47099	39,50
23	11638	11,96	10,05	44	51691	45,50
24	12672	13,02	10,94	46	56497	47,61
25	13750	14,13	11,88	48	61517	54,14
26	14872	15,28	12,84	50	66750	58,55
27	16038	16,48	13,85	52	69447	63,54
28	17248	17,72	14,90	54	77857	68,53
29	18502	19,01	15,98	56	83731	73,70
30	19800	20,34	17,10	58	89819	79,05

Nun ist es zweckmässig, mit der **wirklichen Belastung** nicht viel über die **Hälfte** der **Probebelastung** zu gehen, weshalb aus vorstehender Tabelle bei Bestimmung des zu einer bekannten Last gehörigen Durchmessers der für ungefähr die doppelte Last aufgeführte zu nehmen ist. (Vergl. nachstehende Tabelle.)

Tabellen über Ketten (Duisburger Maschinenbau-Actiengesellschaft).

Kurzgliedrige Ketten ohne Steg.

Ketten-eisenstärke in mm	Zulässige Belastung in kg	Ungefähres Gewicht pro 1 m in kg	Preis pro kg in M.	Ketten-eisenstärke in mm	Zulässige Belastung in kg	Ungefähres Gewicht pro 1 m in kg	Preis pro kg in M.
5	250	0,58	2,20	20	4000	8,98	0,50
6	360	0,81	1,80	22	4840	10,87	0,45
7	490	1,10	1,30	24	5760	12,94	0,45
8	640	1,44	1,00	26	6760	15,18	0,45
9	810	1,82	0,85	28	7840	17,61	0,45
10	1000	2,25	0,75	30	9000	20,22	0,45
11	1210	2,72	0,70	33	10890	24,46	0,50
12	1440	3,24	0,65	36	12960	29,11	0,50
13	1690	3,80	0,65	39	15210	34,16	0,50
14	1960	4,41	0,60	43	18490	41,53	0,60
15	2250	5,06	0,60	46	21160	47,53	0,60
16	2560	5,75	0,55	49	24010	53,82	0,60
18	3240	7,28	0,50	52	27040	60,73	0,60

Schiffs- und Ankerketten mit Steg (lichte Länge der Glieder = 4 mal die Ketteneisenstärke; äussere Breite der Glieder = 3,6 mal die Ketteneisenstärke). Die Gewichte pro 1 m Länge sind fast genau wie die in vorhergehender Tabelle angegebenen. Die Preise pro kg sind gleich dem $^5/_4$fachen von denjenigen obiger Tabelle.

Adjustirte Ketten (mit genau gleich langen Gliedern).

Ketteneisenstärke in mm	5—7	8—9	10—11	11½	12	13	14	15	16	18	20	21	22	23	24	24½	26	28	30	33
Preis pro m in M. . . .	1,80	2,00	2,30	2,45	2,60	3,00	3,20	3,50	4,00	4,50	5,00	5,25	5,50	6,00	6,50	7,00	8,00	9,00	10,00	13,00

Die **Kettentrommeln** und **Rollen** erhalten guten practischen Ausführungen zufolge einen Halbmesser $R = 10\,d - 12\,d$, gemessen bis zur Kettenmitte. Behufs guter Lagerung der Ringkettenglieder auf der Trommel wird diese eingedreht und zwar entweder nach Fig. 456 mit einfachen Rinnen oder nach Fig. 457 in neuer Anordnung mit Doppelrinne, wobei die unter 45° gegen die Rollenaxe geneigten Glieder nicht auf Verbiegung beansprucht werden.

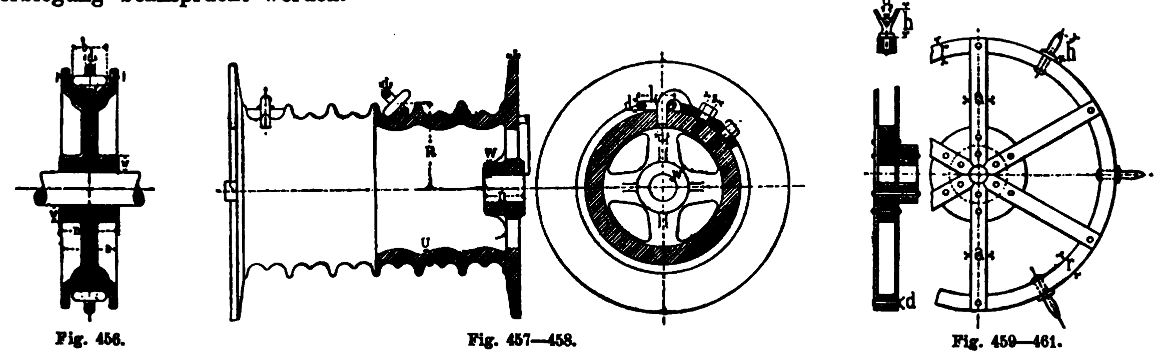


Fig. 456. Fig. 457—458. Fig. 459—461.

Die Construction einer Kettenrolle für Rundeisenhandketten (wie solche bei Flaschenzügen vorkommen) geben Fig. 459—461 ($a = r = 3\,d$; $h = 9\,d$). Die Befestigung der Kette an einer Windetrommel ist aus Fig. 457—458 zu ersehen; sie kann auch an einer Seitenscheibe der Trommel stattfinden.

Zur raschen Verbindung der Enden verschiedener Ketten dienen sogenannte **Schäkel** oder **Schakel** von beispielsweise der in Fig. 462—463 gegebenen Form. Bezugseinheit: die Eisendicke d der zu verbindenden Ketten; $L = 6{,}5\,d$; $f = 2{,}8\,d$; $m = 4\,d$; $g = 1{,}6\,d$; $d_2 = 1{,}3\,d$; $d_1 = e = 1{,}2\,d$; $i = 0{,}8\,d$. Das nächstfolgende Glied wird, wenn auch die Kette eine Stegkette sein sollte, als offenes, und zum bequemen Herausnehmen des Schakels, besonders langes Glied hergestellt. Laufen Ketten über Rollen oder Trommeln, so bringt jedes ungewöhnliche Kettenglied Störungen mit sich; es müssen daher nicht allein die einzelnen Glieder der Kette nochmals überarbeitet und auf genau gleiche Länge gebracht (kalibrirt)

werden, es müssen auch etwa anzuwendende Schakel ihnen angepasst werden. Man verfertigt solche aus Gussstahl und sind diese an dem einen Ende scharnierartig miteinander verbunden, am anderen durch Einsetzen eines Gussstahlstiftes schliessbar.

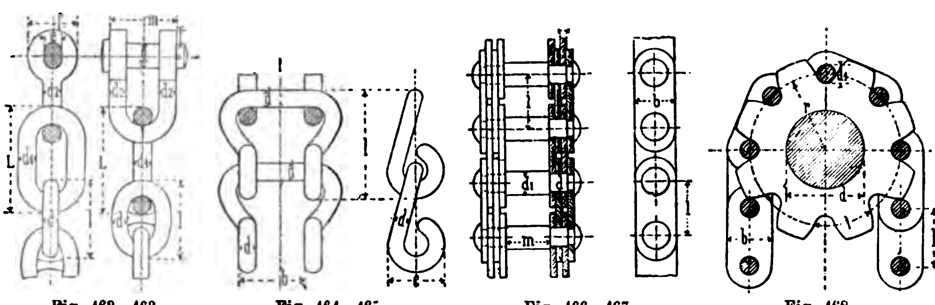


Fig. 462—463. Fig. 464—465. Fig. 466—467. Fig. 468.

Die **Vaucanson'sche Hakenkette** besitzt nur gebogene, nicht geschweisste Glieder, eignet sich als Last- und Treibkette daher nur für kleine Kräfte; sie kann nach den Formeln berechnet werden: $d = 0{,}5\sqrt{P}$; $P = 4\,d^2$.

Die **Flacheisen-** oder **Laschenketten, Gelenkketten (Galle'sche Ketten)** (Fig. 466 — 467) dienen sowohl als Lastketten, als auch zur Uebertragung der rotirenden Bewegung. Die einzelnen Glieder der Laschenkette werden aus Flacheisenstücken und Bolzen hergestellt, indem erstere mit ihren an den Enden eingebohrten Augen abwechselnd auf letztere aufgesteckt werden. Ist die Kette kurzgliederig, so stellt man sie überall von gleicher Breite durch einfaches Abhauen von Flacheisen dar; ist sie langgliederig, so erweist sich das Verringern der Gliedbreite zwischen den Augen um die Bohrlochweite als zweckmässig. Die Löcher werden stets aus dem Vollen gebohrt oder gestanzt, bei laufenden Ketten zweckmässig mit Stahl ausgebüchst. Die Plattendicke in mm nehme man $\delta = \frac{0{,}35}{i+1}\sqrt{P}$; die Bolzendicke in mm: $d = 0{,}57\,(i+2)\,\delta$; die Plattenanzahl $i = {}^1/_3\sqrt[3]{P}$; dieselbe muss eine ganze und gerade Zahl sein.

Die Bolzen der Kette greifen mit ihren freien Theilen in die Zahnlücken von Rädern, welche auf den zu verbindenden Achsen befestigt sind (Fig. 468). Die Zahl der Zähne dieser Räder beträgt mindestens 8, bei hoher Belastung bis 10; über ihre Construction und Berechnung siehe „Zahnräder". Vielfache Verwendung finden diese Ketten bei Krahnen.

Tabelle über die Laschenketten (nach Neustadt).

Belastung P in kg	Plattenzahl i	Plattendicke δ in mm	Plattenbreite b in mm	Zapfendicke d in mm	Baulänge l in mm	Belastung P in kg	Plattenzahl i	Plattendicke δ in mm	Plattenbreite b in mm	Zapfendicke d in mm	Baulänge l in mm
250	2	2	13	5	18	5000	6	4	42	17	51
500	2	3	16,5	6,5	21	7500	6	4	56	19,5	66
750	4	2	19	7,5	23	10000	8	4	61	23	71
1000	4	2	23	8	28	15000	8	5	73	29	86
1500	4	3	25	10	32	20000	8	6	85	35	100
2000	4	3	31	11	38	25000	8	7	96	40	112
3000	6	3	34	14	41	30000	8	8	108	40	130
4000	6	4	36	16	44						

Tabelle über die Laschenketten von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden.

Belastung P in kg	Plattenzahl i	Plattendicke δ in mm	Plattenbreite b in mm	Zapfendicke d in mm	Länge m des mittleren Bolzens in mm	Stärke d_1 des mittleren Bolzens in mm	Baulänge l in mm	Gewicht pro m ca. kg	Preis pro m in M.	
100	2	1,5	12	4	12	5	15	0,70	8,50	ohne Unterlegscheiben vernietet.
250	2	2	15	6	15	7,5	20	1,00	9,40	
500	2	3	18	8	18	10	25	2,00	10,90	
750	4	2	20	9	20	11	30	2,70	11,70	
1000	4	2	26	10	22	12	35	3,77	12,20	
1500	4	2,5	30	12	25	14	40	5,00	12,90	
2000	4	3	35	14	30	17	45	7,10	14,70	
3000	6	3	38	17,5	35	22	50	11,11	16,80	mit Unterlegscheiben.
4000	6	4	40	21	40	24	55	16,50	20,00	
5000	6	4	46	23	45	26	60	19,00	23,00	
7500	8	4,5	52	28	50	32	70	31,50	30,50	
10000	8	4,5	60	32	60	36	80	34,00	35,50	
15000	8	5,3	70	37	70	40	90	45,40	46,00	

Ketten- und **Seilhaken** finden Anwendung zum Anhängen der zu hebenden Lasten an Flaschenzüge, Seile und Ketten. Da sie stets auf zusammengesetzte (Zug- und Biegungs-) Festigkeit beansprucht sind, müssen sie besonders stark ausgeführt werden. Den Durchmesser des Theiles, mit dem der Haken in der Traverse (vgl. Fig. 469) oder einem Wirbel befestigt wird, nehme man nach Reuleaux: $d_1 = 0{,}67\sqrt{P}$; wenn P die grösste zulässige Kraft in kg. Wenn w (Fig. 469) die Weite des Hakens, h die grösste Breite des Hakens, so findet sich in den meisten Fällen das Verhältniss $\frac{w}{h} = 1$ und ergiebt sich hierfür $h = 1{,}95\,d_1$. Die dem Hakenrücken gegenüberliegende Stelle erhält eine Eisendicke $a = \frac{h}{2}$; der den gesammten Hakenkörper einschliessende Kreis erhält sonach den Durchmesser $D = w + 1{,}5\,h$. Die übrigen Dimensionen beziehen sich auf die Einheit d_1 und ist $u = 2\,d_1$; $f = 0{,}8\,d_1$; $g = 0{,}6\,d_1$; $o = 0{,}75\,w - 0{,}8\,w$.

Die grösste Breite des Keilrückens beträgt, gleichviel, ob der Haken von ovalem Querschnitt oder mit keilförmig- oder parallelen Seiten abgeflacht ist, $b = \frac{2}{3}\,h$.

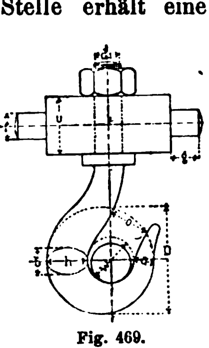


Fig. 469.

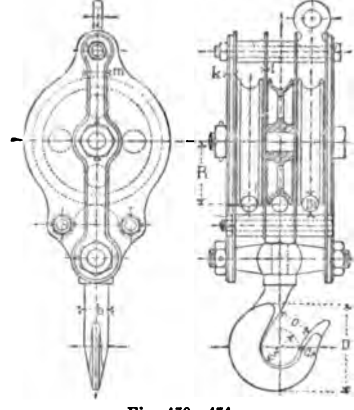


Fig. 470—471.

Fig. 470—471 zeigen einen sich nach hinten keilförmig verjüngenden Haken in Verbindung mit der Flasche eines Flaschenzuges. Die Seilrollen des letzteren, deren Radien sich nach dem Seildurchmesser bestimmen ($R = 3$—$4\,D_1$), sind durch Blechscheiben voneinander geschieden, an denen die Naben der Rollen anliegen.

Bei Doppelhaken setze man den Werth $0{,}7\,d_1$ zur Einheit, gebe dem senkrecht abwärts gehenden Theil des Hakens ebenfalls diese Stärke und construire das Uebrige wie beim einfachen Haken.

Herstellungskosten der Kettentrommeln und -Scheiben.

Formerlohn für Kettenscheiben: $\mathfrak{H} = 245 + \frac{5000}{G}$ pro 100 kg,

Formerlohn für Kettentrommeln: $\mathfrak{H} = 180 + \frac{10000}{G}$ pro 100 kg, wenn G das Gewicht eines Stückes in kg bezeichnet.

Kettentrommeln für Windwerke ausbohren und Gewinde hineinstechen: $\mathfrak{H} = (0{,}023\,D - 0{,}32\,d)\,L$, wenn d die Ketteneisenstärke in mm, D den Trommeldurchmesser und L die Trommellänge in mm bezeichnet.

N. Kurbeln, Krummzapfen

werden diejenigen einfachen Hebel genannt, welche zur Umsetzung der drehenden Bewegung einer Welle in eine beliebige Bewegung eines anderen Maschinenelementes dienen. Man unterscheidet an denselben den **Kurbelzapfen**, an welchem die Kurbel- oder Pleuelstange angreift, und den **Kurbelarm**; ersterer ist in diesen als besonderer Theil eingefügt oder mit ihm aus einem Stück hergestellt. Der Kurbelarm wird meist als besonderer Theil hergestellt und mit der Welle verbunden, oder aber, besonders bei schwächeren Wellen, von diesen abgebogen. Die Herstellung der Kurbeln aus dem Ganzen mit den Wellen ist bezüglich der Festigkeit am vortheilhaftesten, bezüglich der Ausführung aber sehr schwierig und theuer.

Stirnkurbeln (Fig. 472) finden sich an den Enden der Wellen angebracht, aufgekeilt oder mit ihnen aus dem Ganzen hergestellt. Die Kraft greift am Zapfen, also ausserhalb der Mittelebene des Kurbelarmes an und bewirkt deshalb eine Biegung und zugleich Verdrehung desselben. Dieser zweifachen Beanspruchung muss der Arm sicher widerstehen können, weshalb die Berechnung beide Momente in Rücksicht zu ziehen hat. Man ersetzt die zusammengesetzte Beanspruchung durch eine (ideelle) blosse Biegungsbeanspruchung, deren Moment das Product aus der Kraft P und einem zu bestimmenden Hebelarme R' ist. Wenn die Ebene, in welcher P wirkt, um die Strecke c von der Mittelebene des Armansatzes absteht, so ergiebt sich der Hebelarm für das ideelle biegende Moment annähernd genau zu $R' = \frac{3}{8}R + \frac{5}{8}\sqrt{R^2 + c^2}$ oder wenn $R > c: R' = 0{,}975\,R + 0{,}25\,c$ und wenn $R < c: R' = 0{,}625\,R + 0{,}6\,c$. Fig. 472 zeigt die Auffindung von R' auf graphischem Wege.

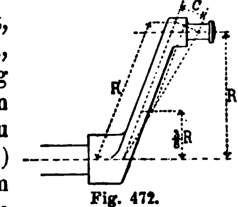


Fig. 472.

Nach Ermittelung des Momentes PR' berechnet sich, wenn die Armhöhe in der Achsenebene H, die Armbreite daselbst B, die grösste zulässige Spannung S ist, $B = \frac{6 \cdot PR}{S \cdot h^2}$, wobei $S = 6$ kg für Schmiedeeisen, $S = 3$ kg für Gusseisen einzusetzen ist. Die Armhöhe wird hierbei am bequemsten nach dem Gefühl angenommen und hierauf die Armdicke bestimmt. Bei constanter Armbreite B resp. b wird die Armhöhe gegen den Zapfen hin bis auf $h = \frac{H}{2}$ verjüngt; bei constantem Werthe $\frac{b}{H}$ auf $h = {}^2/_3\, H$. (Fig. 475—476.)

Die Kurbelzapfenlänge l ist gleich d bis $1{,}5\,d$. Der Durchmesser d berechnet sich nach $d = \sqrt{\frac{16}{\pi \cdot S} \cdot \frac{l}{d} \cdot P}$, wobei $S = 4$—5 kg pro qmm, P in kg der gesammte auf die Kurbel übertragene Druck ist. Die Zapfen sind mit den Armen am zweckmässigsten aus einem Stück gefertigt, öfters aber mit konischen Stielen versehen, die eingeschliffen und in den Kurbelarmen mittelst Schrauben (Fig. 476), eingestrichener (Fig. 478) oder durchgesteckter Keile oder durch kalte Vernietung (Fig. 480) befestigt werden.

Die Befestigung des Armes auf der Welle erfolgt entweder durch warmes Aufsetzen unter Anwendung eines runden Keiles oder durch Eintreiben eines oder mehrerer eckigen Keile von den unter „Keilen" angegebenen Abmessungen.

Die **Handkurbel** (Fig. 473—474) wird bei Winden, Krahnen und anderen Apparaten benutzt, die ausschliesslich durch Menschenkraft in Bewegung gesetzt werden. Der Druck eines Arbeiters gegen die Kurbel ist 10—15 kg bei einer Umlaufsgeschwindigkeit der Kurbel von 1—0,6 m pro Secunde. Den Abstand der Kurbelwelle vom Boden wählt man zu 0,9—1—1,1 m.

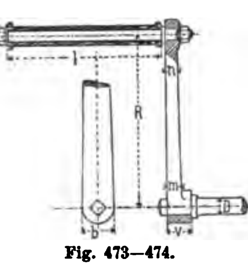


Fig. 473—474.

Der Radius R der Kurbel beträgt 300—400—450 mm, die Länge l des Griffes 250—330—450 mm. Der Durchmesser des mit Holz umgebenen oder nur eisernen Griffes $d = 30$—35—40—45 mm. (Die grösseren der angegebenen Dimensionen gelten für Kurbeln für 2 Arbeiter). Kurbeln an beiden Enden einer Welle sind um 120° gegeneinander zu verstellen.

Schmiedeeiserne Kurbel (Fig. 475—476). Wenn H und h, B und b derselben bestimmt, auch d der Zapfendurchmesser und D resp. D_1 die Dicke an derjenigen Stelle der Welle, an welcher die Kurbel aufgesetzt werden soll, bekannt sind, so nehme man $n = 1{,}5\,d$; $s_1 = 0{,}5\,d$; $s = 0{,}4\,D$—$0{,}5\,D$ (bez. $0{,}4\,D_1$—$0{,}5\,D_1$); $N = D$—$1{,}25\,D$.

Gusseiserne Kurbel (Fig. 477—478). Die Kurbel wird seltener von einfach rechteckigem Querschnitt und geradlinig begrenzt hergestellt, häufiger mit rippenförmigem oder E-förmigem Querschnitt, wie Fig. 477 zeigt. Verhältnisswerthe: $n = 2\,d$; $s_1 = 0{,}7\,d$; $N = D$—$1{,}25\,D$; $s = 0{,}4\,D$—$0{,}5\,D$ (bezügl. $0{,}4\,D_1$—$0{,}5\,D_1$); $o = 0{,}7\,b$; $x = 0{,}18\,h$; die Keildimensionen zur Befestigung des Zapfens in dem Arme: $K = 0{,}75\,d$; $k = 0{,}2\,d$.

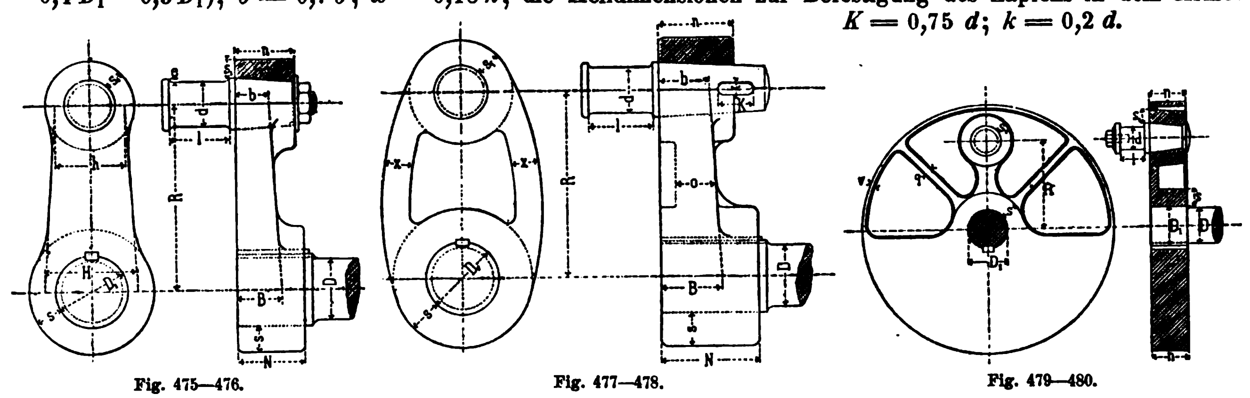


Fig. 475—476. Fig. 477—478. Fig. 479—480.

Statt der gewöhnlichen gusseisernen Kurbeln finden sich auch häufig gusseiserne Kurbelscheiben (Fig. 479—480), in welche die Zapfen in der gewöhnlichen Art eingesetzt sind. Ihre Vorderseiten sind häufig abgedreht, im übrigen sind sie theilweise — die Hälfte oder ein kleinerer Sector — vollgegossen, der übrige Theil durch Rippen versteift. Die vollgegossenen Theile liegen immer in der dem Kurbelzapfen entgegengesetzten Hälfte und dienen dazu, die den gleichförmigen Gang einer Maschine beeinträchtigenden Einwirkungen der am Zapfen angreifenden schwingenden Massen auszugleichen. Die Constructionsverhältnisse sind wie bei den gusseisernen Kurbeln.

Schmiedeeiserne Kurbel mit Gegenkurbel (Fig. 481—482). Die Gegenkurbel wird zuweilen als Ersatz für ein Excenter angewendet, weil sie weit geringere Reibung giebt und demnach vortheilhafter wirkt als jenes. Man berechnet den Zapfen der Gegenkurbel und diese selbst für den auf sie wirken-

den Druck nach den gegebenen Regeln. Auch der Hauptarm kann nach diesen Regeln berechnet werden, wenn, wie es gewöhnlich der Fall, das Moment des Gegenzapfendruckes unbedeutend ist. Der Hauptzapfen wird aber gleichzeitig auf Drehung und Biegung beansprucht und muss dafür berechnet werden. Man stellt wieder durch Vereinigung des biegenden mit dem verdrehenden ein ideell biegendes Moment her und berechnet hierfür die Zapfendimensionen. Hierbei ist zu beachten, dass, wenn die Gegenkurbel von der Hauptkurbel aus getrieben wird, das Moment der Gegenkurbel in der Mitte des Hauptzapfens sein Maximum hat.

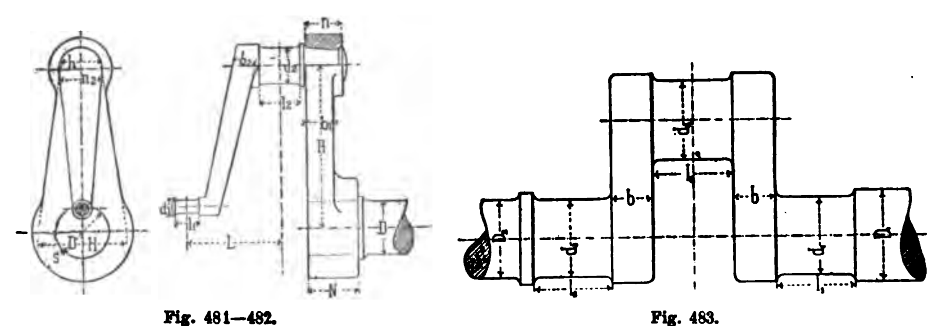


Fig. 481—482. Fig. 483.

Gekröpfte Welle (Fig. 483). Bezeichnet d_2 in cm den Durchmesser des Kurbelzapfens, e in cm die Entfernung der mittleren Kurbelebene von Mitte Lager, $d_1 = d_3$ in cm den Durchmesser der Welle im Lager, R in cm den Kurbelradius, so nehme man nach Grashof:

$$d_2 = 0{,}230 \sqrt[3]{P.e} \quad \text{und} \quad \frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{3e + 5\sqrt{e^2 + 4R^2}}{8e}},$$

wobei $S = 210$ kg pro qcm in allen Theilen.

Die letztere obiger Gleichungen ergiebt

für $\frac{R}{e} =$	0,4	0,6	0,8	1,0
die Werthe $\frac{d_1}{d_2} =$	1,055	1,105	1,158	1,210

Herstellungskosten der Kurbeln.

R in mm = Kurbelradius; d in mm = Kurbelzapfendurchmesser; D in mm = Wellendurchmesser.

Das Modell einer gusseisernen Kurbel von L mm Kurbellänge kostet nach v. Reiche:

an Lohn: ₰ $= 100 + 1{,}5\,L$, an Holz ca. 33—50 % des Lohnes.

Drehen des Zapfens an einfachen Kurbeln: ₰ $= 3{,}5\,R + 1{,}85\,d$.

Ausbohren der Kurbelnabe: ₰ $= -12 + 1{,}7\,D$.

Ausbohren des Zapfenloches im Kurbelarm (für eingesetzte Zapfen): ₰ $= -10 + 1{,}5\,d$.

Drehen von Kurbelscheiben: ₰ $= 175 + 0{,}6\,M$, wenn M der Durchmesser der Kurbelscheibe ist.

Drehen von Kurbelzapfen und Zapfen der Gegenkurbeln, wenn diese letzteren mit der Hauptkurbel aus einem Stück gefertigt sind:

für den Kurbelzapfen: ₰ $= -100 + 5\,d$
für den Gegenkurbelzapfen: ₰ $= -25 + 7{,}5\,d$ } ₰ $= -125 + 12{,}5\,d$.

Drehen der gekröpften Wellen: Dreherlohn pro 100 mm Wellenlänge: ₰ $= -30 + 0{,}7\,D$, wenn D der Wellendurchmesser in mm; Dreherlohn pro Lagerlauf: ₰ $= -110 + 1{,}8\,d$. Drehen des excentrisch gestellten Wellzapfens der gekröpften Wellen, wenn diese aus dem Ganzen bestehen: ₰ $= 3{,}5\,c + 3{,}7\,d$, wenn c in mm der Abstand des Kurbelzapfens von der Mittelaxe der Welle ist.

O. Pleuelstangen (Flügelstangen, Kurbelstangen) und deren Köpfe.

Zur Verbindung zweier verschieden bewegten Maschinenelemente benutzt man möglichst starre **Verbindungsstangen**, die entweder auf Zug oder auf Druck allein, oder auf beides zugleich beansprucht werden. Die Verbindung geschieht regelmässig durch Zapfen, die gewöhnlich an den zu verbindenden Maschinentheilen angebracht sind, und Lager, die sog. **Pleuelstangenköpfe**, an den Stangenenden.

Pleuelstangen. Das zu den Pleuelstangen verwendete Material ist Schmiedeeisen, Stahl, hier und

da Holz, in den seltensten Fällen Gusseisen. Die gebräuchlichsten Formen sind der runde Querschnitt und der vierkantige; letzterer mit je zwei parallelen Flächen oder zwei ebenen und parallelen und zwei cylindrisch abgedrehten schmalen Begrenzungsflächen, in neuerer Zeit der I-förmige Querschnitt.

Allein auf Zug beanspruchte Stangen werden unter Zugrundelegen gehöriger Sicherheit nach den Formeln für Zugfestigkeit berechnet, die auf Zerknickungsfestigkeit beanspruchten nach folgenden Formeln:

bei **Kreisquerschnitt** berechnet sich der Schaftdurchmesser in der Mitte: $d' = 1{,}187 \sqrt[4]{\frac{P L^2}{M'}}$, wobei $M' = 370$—750 kg (Sicherheitsgrad 53—26,6) bei schnellgehenden Maschinen; $M' = 750$—2500 kg (Sicherheitsgrad 26,6—8) bei langsamgehenden Maschinen;

bei **Rechteckquerschnitt** ist die Maximaldicke $b = 0{,}88 \sqrt[4]{\frac{P L^2}{M'}}$, hierbei $M' = 750$—2500 kg; die Maximalhöhe h wird dabei doppelt so gross vorausgesetzt als die Breite, also $h = 2\,b$.

In der Nähe der Kurbel ist die Pleuelstange wegen der bei ihrem Schwingen erzeugten Massenwirkung mehr beansprucht als am anderen einfach hin- und hergehenden Ende, und zwar zugleich auf Biegung. Man giebt daher bei kreisförmigem Querschnitt der Stange am Kurbelende $m = 0{,}8\,d'$, an dem Kreuzkopfende $n = 0{,}7\,d'$. Die Begrenzungscurve des Schaftes ist leicht gebogen. Bei rechteckigem Querschnitt lässt man die Dicke unverändert, die Breite aber ungefähr nach den obigen Verhältnissen abnehmen. Manche Constructionen zeigen eine Abnahme auf $0{,}8\,h$ am Kreuzkopfende, eine Zunahme bis $1{,}2\,h$ am Kurbelende; die Pleuelstange wird alsdann einfach geradlinig begrenzt. Die hier in die Rechnung einzuführende Länge L der Pleuelstange ist bei Dampfmaschinen gleich der 4,5—5—6fachen Kurbellänge.

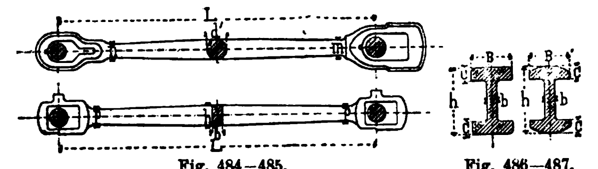


Fig. 484—485. Fig. 486—487.

Die Biegungsbeanspruchung (das sog. Peitschen) macht sich hauptsächlich bei schnellem Gange der Maschine bemerklich und hängt ausser von jenem von dem Gewicht der Stange ab. Um dieses bei hinreichender Festigkeit möglichst gering zu halten, wählt man gegenwärtig häufig den I-förmigen Querschnitt mit geradlinig-begrenztem oder abgerundetem Profil (Fig. 486—487).

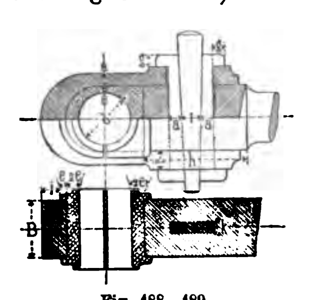
Das kleinste Trägheitsmoment dieses Querschnittes ist $J = \frac{1}{12}\,(2\,c\,B^3 + (h - 2\,c)\,b^3)$. Sind für den rechteckigen Querschnitt die Höhe h und die Breite b_0 ermittelt, so berechnet sich, nachdem $\frac{c}{h}$ und $\frac{B}{b}$ gewählt sind, nach Reuleaux das Verhältniss $\frac{b_0}{b} = \sqrt[3]{1 + 2\,\frac{c}{h}\left(\left[\frac{B}{b}\right]^3 - 1\right)}$.

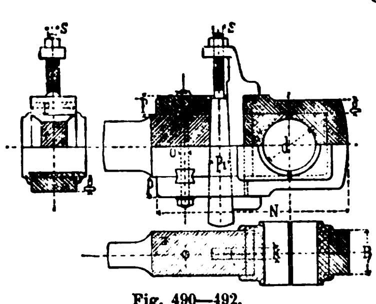
Pleuelstangenköpfe. Das am Kurbelzapfen angreifende Pleuelstangenende ist bei Dampfmaschinen mit einem nachstellbaren Kopf versehen; das andere Ende trägt ein einfaches Auge oder einen ebenfalls verstellbaren Kopf oder umgekehrt, einen im Kreuzkopf gelagerten Zapfen. Infolge der Abnutzung der Zapfen und Lagerschalen muss im Betriebe von Zeit zu Zeit ein Nachziehen der letzteren stattfinden. Wenn man dies nun immer nur an einer Schalenhälfte bewerkstelligt, so wird der geometrische Mittelpunkt dieser Schale verrückt, die Gesammtlänge der Stange durch diesen einseitigen Anzug verändert. Da die Arbeitslänge der Stange, wenigstens bei sorgfältig ausgeführten Maschinen, nicht geändert werden darf, so ist es erforderlich, die beiden Köpfe der Stange mit Anzug nach derselben Richtung zu versehen oder aber einem und demselben Kopfe einen beiderseitigen Anzug zu geben. Der Kopf am Kurbelende muss aus denselben Gründen wie die Kurbelstange an dieser Stelle solider sein als am Kreuzkopfende. Die Köpfe unterscheiden sich nach ihrer Ausführung in offene, die zweitheilig, also mit getrennten Lagerdeckeln construirt sind, und in geschlossene, eintheilige; letztere sind im allgemeinen die solideren, die ersten aber die ebenso oft, für gekröpfte Wellen beispielsweise, die allein verwendeten.

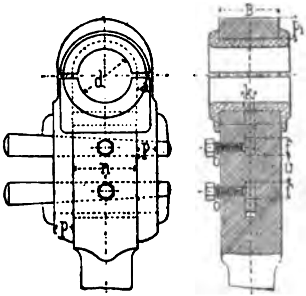
Die Schalen, mit welchen sämmtliche Pleuelköpfe zu versehen sind, werden genau so wie diejenigen der Lager gebildet und sind für ihre Dimensionen wie für diejenigen der Pleuelköpfe überhaupt die Durchmesser der eingeschlossenen Zapfen massgebend. Man lässt die Schalen selten klaffen, sondern ermöglicht das Nachziehen derselben nach erfolgter Abnutzung durch Abfeilen der Stossflächen. Die zum Nachziehen verwendeten Keile erhalten gewölbte Köpfe, sofern sie durch Hammerschläge eingetrieben werden; sind sie mit Druckschrauben festzustellen, so giebt man ihnen etwas eingefräste Schlitze, in welche jene, damit kein Grat entsteht, eingreifen. Der frei eingelegte Keil erhält hier geringeren Anzug ($\frac{1}{15}$—$\frac{1}{12}$) als bei Verbindungen im Ruhezustande, da sonst durch die fortwährenden Erschütterungen eine leichte Lösung eintreten könnte. Der durch Schrauben gehaltene Keil bekommt einen Anzug bis zu $\frac{1}{6}$. Die Schrauben werden häufig nochmals gesichert.

Schmiedeeiserner (offener) **Pleuelkopf** (Fig. 488—489). Der Bügel oder die Kappe wird mit dem Keil auf dem Pleuelstangenende befestigt und angezogen, wodurch die Verschiebung der vorderen Schale resultirt.

Schmiedeeiserner (offener) **Pleuelkopf** nach Sharp (Fig. 490—492). An diesem ist die Kappe mit dem Pleuelstangenende durch schwalbenschwanzförmige Querkeile und Schraube unverschieblich verbunden; hierdurch wird erreicht, dass ein eingesteckter Keil, der durch eine Schraube stellbar ist, die hintere Schale beweglich macht, während die vordere unveränderlich fest liegt.


Fig. 488—489.


Fig. 490—492.


Fig. 493—494.

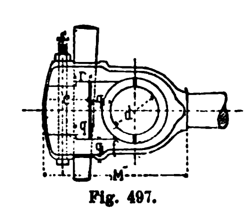
Ist an dem einen Ende der Kurbelstange nur ein gewöhnliches Auge mit eintheiliger Schale anwendbar und soll dennoch die Ausgleichung der Schalenabnutzung ohne Veränderung der Stangenlänge stattfinden können, so bedient man sich des offenen **Pleuelkopfes** von Bury (Fig. 493—494); er vereinigt die Eigenschaften der beiden vorgenannten Constructionen, denn man kann, je nachdem man den oberen oder den unteren Keil anzieht, nach Belieben, das Zapfenmittel weiter ablegen oder dem anderen nähern.

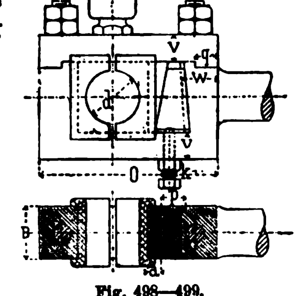
Der folgende **Pleuelkopf** ist ebenfalls offen, aber durch Anziehen von Schrauben nachstellbar. Derselbe, durch Fig. 495—496 dargestellt, besteht aus einem zweitheiligen bronzenen Zwischentheil, welcher durch ein vorgelegtes eisernes Querstück und Schrauben zusammengehalten wird. Die Lagerhälften schliessen fest aufeinander und müssen an der Fuge abgefeilt werden, wenn man sie zusammenrücken will. Indessen legt man auch in die Fugen von Anfang an Kupferplatten, die dann von Zeit zu Zeit gegen dünnere ausgewechselt werden.

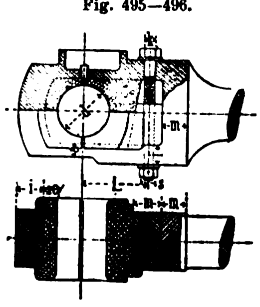
Fig. 495—496.

Einen künstlich geschlossenen **Pleuelkopf** zeigt die Fig. 497. Das Füllstück wird durch darübergreifende Falze gehalten und durch eine quer durchgehende Schraube festgeklemmt. Ein Keil bewirkt die Verstellung der vorderen Schale.

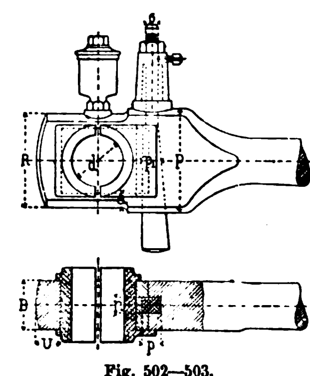
Ebenfalls mit Falzen und Schrauben wird der **Pleuelkopf** von Weise & Monski in Halle a. S. geschlossen, nur liegt hier die Trennungsfuge in der Schubstangenrichtung. Die hintere Schale wird durch einen mit Schraube verstellbaren Keil bewegt.


Fig. 497.


Fig. 498—499.

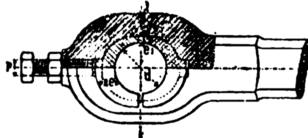

Fig. 500—501.

Die folgenden Fig. 500—501 zeigen einen geschlossenen **Kurbelstangenkopf**, d. h. einen solchen, der einen ungetheilten Rahmen besitzt. Der Anzugskeil liegt hier an der hinteren Seite des Zapfens, verschiebt also auch die hintere Schale; er wird bewegt durch Drehen einer mit Kopf und Mutter versehenen durchgehenden Schraube. Er kann jedoch auch mit geringen constructiven Aenderungen nach der Vorderseite versetzt werden. Die Anordnung mit drehbarem Schraubenbolzen und Keil ist durch den einfacheren Querkeil ersetzbar. Die Druckplatte fehlt hier; der Stellkeil greift in die verstärkte Schale ein und hindert sie nach hinten zu treten. Der bei Locomotiven gebräuchliche Schmierbehälter, der bei langsamer gehenden und vertical arbeitenden Stangen wegbleibt, ist hier mit angegeben. Wie hinter dem Zapfen kann auch hier der Keil vor demselben angeordnet werden; sein Anziehen verursacht alsdann eine Verschiebung der vorderen Schale und damit eine Verkürzung der Stange.


Fig. 502—503.

Eine ähnliche Anordnung zeigt der geschlossene **Pleuelkopf** Fig. 502—503. Der Keil wird durch Drehen der Schraubenmutter bewegt und diese nach dem Einstellen durch Anziehen einer kleinen Druckschraube fixirt.

Wie von oben oder unten, so kann auch der Keil von der Seite parallel zur Zapfenaxe eingeschoben und bewegt werden.


Fig. 504.

Ein **einfacher Kopf** mit Verstellung der vorderen Schale durch eine am Ende angebrachte Schraube (Fig. 504) empfiehlt sich für schwächere Zapfen. Durch Weglassung der Schraube und Anwendung einer eintheiligen Schale entsteht das geschlossene Auge.

Pleuelkopfdimensionen. Bezugseinheit für die Pleuelköpfe; $0,22\,(d + 10\text{ mm})$, $o = 0,55$; $e = 0,6$; $s = 0,7$; $k = 0,8$; $g = 0,9$; $a = 1$; $f = r = 1,2$; $p = p_1 = 1,4$; $i = 1,5$; $q = q_1 = 1,6$; $u = 1,8$; $v = 1,9$; $m = t = 2$; $w = 2,6$; $c = 3,7$; $n = 4,5$; $L = 5$; $D = 6,3$; $R = 7$; $P = 7,8$; $h = 8$; $A = 9,5$; $M = 11,6$; $O = 12,7$; $N = 14$; $B = 0,7\,(d + 10)$; wobei d der Zapfendurchmesser in mm einzuführen ist.

Herstellungskosten der Pleuelstangen.

Flügelstangen drehen und schlichten, pro 100 mm Länge: $\mathfrak{H} = 20 + 0,45\,d$.

Einfaches geschlossenes Auge (nach Art der Fig. 504) drehen extra: $\mathfrak{H} = 1,6\,d - 30$.

Gabelkopf aus Schmiedeeisen (nach Art der Fig. 515) drehen und schlichten }
Flügelstangenende (Fig. 495) drehen und schlichten } : $\mathfrak{H} = 20 + 3,25\,d$,
wenn d der grösste Stangendurchmesser in mm.

Für Bohren eines runden oder flachen geschlossenen Kopfes: $\mathfrak{H} = 7\,d_1 - 150$;

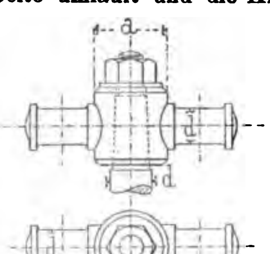
Für Bohren eines Kopfes mit Kappe und Keilstück: $\mathfrak{H} = 3,6\,d_1 - 40$;

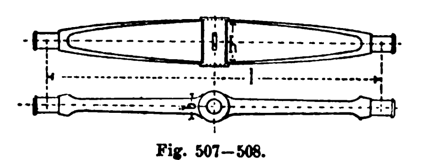
Für Fraisen und Bohren eines Kopfes mit Kappe und Keilloch: $\mathfrak{H} = 5,3\,d_1 - 45$,
wenn d_1 der Zapfendurchmesser in mm.

P. Kreuzköpfe, Querhäupter und Führungsgeleise oder Schlittenbahnen.

1. Kreuzköpfe.

Man bedient sich der Kreuzköpfe zur gelenkigen Verbindung der Flügelstangen mit den Kolbenstangen, zur Aufhebung der Wirkungen der durch die Flügelstange hervorgerufenen Seitenkräfte und somit zur Geradführung der Kolbenstange. Diese Führung geschieht entweder unter Zuhilfenahme von Parallelogrammen, Lenkern u. s. w. oder von geraden Schienen oder Linealen; endlich überlässt man sie auch den Kolben- und Schieberstangen selbst und giebt ihnen deshalb keine besonderen führenden Theile. Die Pleuelstange sucht die Kolbenstange in der Richtung ihrer Schwingungsebene nach einer oder nach zwei Richtungen abzulenken; nach nur einer Richtung meist dann, wenn die Maschine beständig nach einer Seite umläuft und die Kraft durch die Kolben- und Pleuelstange nach der Kurbel geleitet wird; nach beiden Richtungen, wenn die Maschine sowohl nach der einen als nach der anderen Seite ihre Umdrehungen machen soll. Hiernach bestimmt sich die Construction der Kreuzköpfe und deren gleitenden Theile, der Schlitten, ob dieselben nur zur Kraftaufnahme hauptsächlich nach einer oder zum Widerstand nach beiden Richtungen (in letzterem Falle meist symmetrisch) gebaut werden sollen.


Fig. 505—506.


Fig. 507—508.

1. Freigehende Querhäupter. Ein kleines freigehendes Querhaupt zeigen Fig. 505—506; es ist aus Schmiedeeisen und wird mit der Kolbenstange durch eine gesicherte Schraubenmutter verbunden. Bezugseinheit: der Durchmesser der Stange d; $a = 2\,d$, $c = 3,75\,d$.

Fig. 507—508 zeigen ein breiteres Querhaupt (Traverse). Ist d der Kolbenstangendurchmesser $a = \frac{l}{2}$ die Armlänge, so nehme man nach Reuleaux: $h = 2,5\,d + \frac{a}{14}$; $b = \frac{P}{2} \cdot \frac{a}{h^2}$.

2. Querhäupter mit Schienenführung. Die Verwendung von vier Schlittenbahnen, die man so nahe als möglich der Axe des Kreuzkopfzapfens anbringt, findet sich nur bei den grossen Maschinen;

bei kleinen Maschinen verwendet man oft das System zweier in der Schwingungsebene der Flügelstange liegenden Schlittenbahnen mit Vortheil. Aber nicht allein in der Richtung der Schwingungsebene der Pleuelstange ist der Kreuzkopf zu sichern, er soll auch solchen Ablenkungen widerstehen können, die senkrecht zu jener Schwingungsebene gerichtet sind. Die hierzu nothwendigen Anordnungen sind unwesentlicher. Wendet man Führungen in der Schwingungsebene der Flügelstange an, so bedarf man ihrer nur zwei; dieselben müssen aber, damit jene zwischen ihnen frei schwingen kann, weit voneinander abstehen, oder man muss eine gegabelte Flügelstange anwenden.

Den geringsten Reibungsverlust verursachen solche Schlittenbahnen, bei welchen jede Bahn eine ebene Fläche bildet; man verwendet jedoch auch solche, die aus mindestens zwei Flächen eines Prismas bestehen, oder cylindrisch gestaltete, da diese beiden letzten Arten auch ohne weiteres die senkrecht zur Schwingungsebene gerichteten Drücke aufnehmen, und man hierbei durch einfaches Verstellen in der Druckrichtung die genaueste Führung erzielen kann. Das Nähern der aufeinander gleitenden Flächen wird bewirkt entweder durch Verstellen der Führungsgeleise, durch Abfeilen der Stossfugen oder Wegnahme anfänglich eingelegter Kupferplatten oder dadurch, dass man durch eine Stellvorrichtung, Keile, Schrauben u. dergl. besondere Gleitbacken des Kreuzkopfes an die Schlittenbahn presst.

Eine gebräuchliche Anordnung des **Kreuzkopfes** bei Verwendung von vier Führungsschienen geben Fig. 509—510. Er wird aus Schmiedeeisen hergestellt, selten aus Stahl oder Gusseisen. Der angreifende Pleuelstangenkopf ist ein Kappenkopf. Für die Gleitklötze kann die Form Fig. 511—512 zum Vorbild dienen.

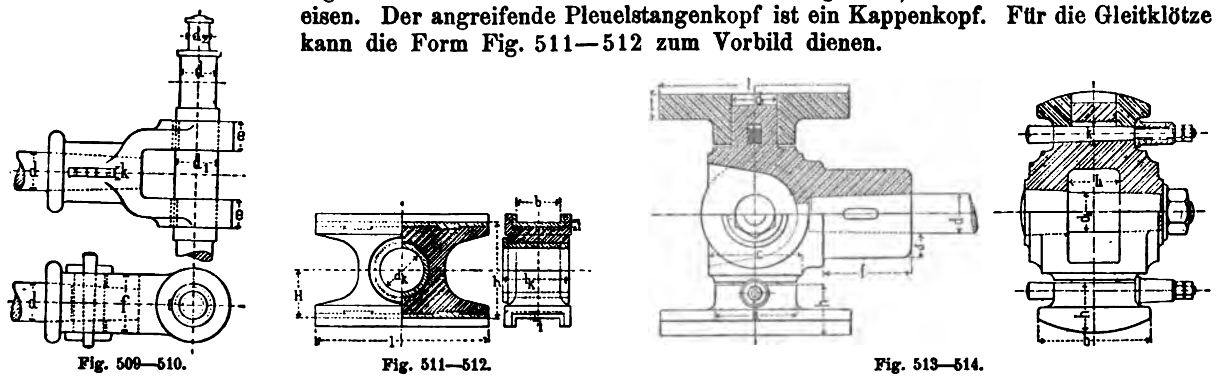


Fig. 509—510. Fig. 511—512. Fig. 513—514.

In Fig. 513—514 wird ein **Querhaupt** für zwei Schienen mit gesonderten, durch Keile verstellbaren Gleitschlitten gegeben. Die Schlittenbahnen sind hier in cylindrisch gerundeter Form ausgeführt. Der verwendete Gabelzapfen ist konisch in den Kreuzkopf eingesetzt und mit Schraube befestigt; sein wirklich als Zapfen verwendeter mittlerer Theil ist cylindrisch gedreht.

In den Fig. 515—516 trägt die Kolbenstange den zweitheiligen lagerartigen Kopf, in welchem sich der in der gegabelten Pleuelstange konisch eingesetzte Zapfen dreht. Diese Anordnung mit gegabelter Pleuelstange ist bei weitem günstiger als diejenige, bei welcher sich die an der Pleuelstange befindlichen beiden Köpfe um die beiden Zapfen der mit der Kolbenstange festverbundenen Achse drehen.

Das Verlegen des Drehpunktes genau über die Mitte der Unterstützungsfläche wird bei den neueren Constructionen aus dem Grunde stets vorgenommen, weil hierdurch das so schädliche Kippen oder Kanten vermieden wird.

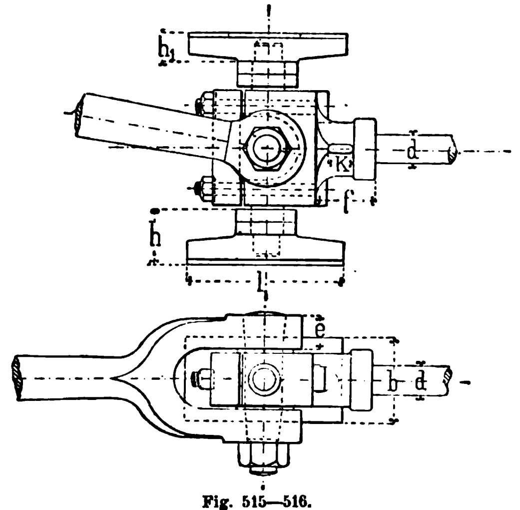


Fig. 515—516.

Die Gleitflächen werden in Gusseisen oder in Rothguss und Weissmetall ausgeführt, oder endlich mit Platten aus letzteren Metallen belegt. Der sie belastende und ihre Abnutzung erzeugende Druck rührt, wie schon erwähnt, hauptsächlich von dem schädlichen Seitendruck her, der aus der jeweilig schiefen Stellung der Pleuelstange resultirt und dessen Grösse sich nach der Grösse des Ausschlagswinkels α richtet. Letzterer, von dem Verhältnisse der Kurbelstange zum Kurbelradius, $\frac{L}{R}$, abhängig, bestimmt sich aus folgender Tabelle:

$\frac{L}{R}$ =	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
α =	19,5°	16,5°	14,5°	12,83°	11,5°	10,5°	9,5°
tang α =	0,35	0,30	0,26	0,23	0,20	0,18	0,17

Wenn P in kg die auf die Kolbenstange wirkende Kraft, so ergiebt sich der grösste Normaldruck auf die Gleitbahn $Q = P\ tang\ \alpha$. Der Flächendruck pro qmm des Schlittens und der Geradführung soll betragen $p = 0{,}02—0{,}1$ kg und je nach Annahme desselben bestimmt sich die Grösse der Gleitfläche F, wenn b in mm die Breite, l in mm die Länge eines Schlittens bezeichnet $F = bl = \frac{Q}{p}$. Bei Schienenführungen, wo zwei Schlitten gleichzeitig den Druck aufnehmen, ist für jeden natürlich nur die Hälfte des Normaldruckes Q zu berechnen.

Eingeleisige Querhäupter sind verwendbar bei Maschinen, die ihren Hauptdruck ausschliesslich nach einer Richtung ausüben. Zur Aufnahme der zufälligen Hebekräfte und gegen die Wirkung des Voreilungsdruckes bei Dampfmaschinen werden stets Schutzschienen angebracht, die trapezförmigen oder reckteckigen Querschnitt haben.

Fig. 517—518 zeigen ein eingeleisiges **Querhaupt** mit gusseiserner Gleitfläche. Der Bolzen wird am besten wieder konisch eingesetzt und an der einen Seite durch eine Schraube befestigt.

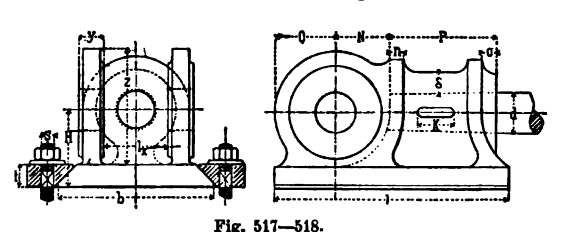


Fig. 517—518.

Fig. 519—520.

Eine weitere Anordnung eines eingeleisigen **Kreuzkopfes** zeigen die Fig. 519—520. Derselbe ist zweitheilig und wird durch zwei Schrauben zusammengehalten. Die Schutzdeckel, hier rechteckig gebildet, sind mit versenkten Schrauben auf das Führungsgeleise befestigt. Der zugehörige Pleuelkopf ist nach Art des in Fig. 515—516 abgebildeten gegabelt und mit darin befestigtem Gabelzapfen zu gestalten.

Bezugseinheit für Querhäupter: $\sqrt{P} + 5$ mm. $k = 0{,}12$; $\delta = 0{,}25$; $s = n = o = 0{,}2$; $t = 0{,}3$; $d_1 = 0{,}36$; $y = 0{,}4$; $h = 0{,}45$; $a = 0{,}68$; $f = 0{,}72$; $N = c = 0{,}75$; $Q = 0{,}85$; $H = 1{,}1$; $P = z = 1{,}6$.

2. Führungsgeleise oder Schlittenbahnen

werden aus Schmiedeeisen, Stahl oder Gusseisen hergestellt und müssen um so stärker und massiger construirt werden, je grösser die Kraft und je veränderlicher dieselbe hinsichtlich ihrer Grösse und Richtung ist. In jedem Falle sollen die Geleise mit dem Bett oder dem Gestell der Maschine unwandelbar befestigt sein, nie von diesem getrennt auf dem Fundamente stehen. Für die Annahme, dass sie nur an den Enden gestützt seien, werden die Schienen auf Biegung berechnet. Es seien l ihre Länge zwischen den Stützpunkten, b ihre Breite, welche der Gleitflächenbreite des Kreuzkopfes entsprechend gewählt werden muss, h die grösste Höhe der Schiene, s_1 und s_2 die Abstände des Querhauptmittels von den Stützpunkten, wenn der grösste Druck (Q) auf die Schiene stattfindet, die Kurbel also die ungünstigste, d. i. senkrechte Stellung zu ihr einnimmt. Alsdann ist $h = \sqrt{\frac{6}{S} \cdot \frac{Q}{b} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{l}}$; S, die zulässige Beanspruchung pro qmm, nehme man gleich 5 kg allgemein. Meist werden die Schienen auf ihrer ganzen Länge unterstützt, die aus Gusseisen hergestellten werden als Träger von Doppel-T förmigem Querschnitt construirt.

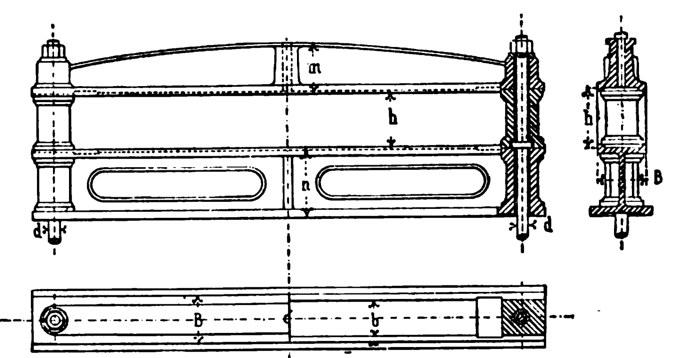


Fig. 521—523.

Fig. 521—523 zeigen eine Anordnung der letzteren Art, zu einer viergeleisigen **Schlittenbahn** gehörig. Die Zusammensetzung ist einfach und beansprucht wenig Bearbeitung.

Fig. 524—526 zeigen eine andere viergeleisige **Schlittenbahn**, die sehr solid aus Hohlguss hergestellt und mit dem Fundamentrahmen einer horizontalen Maschine zusammengegossen ist.

Die zweigeleisige **Schlittenbahn**, Fig. 527 ist aus Schmiedeeisen gefertigt und findet sich in gleicher oder ähnlicher Anordnung bei Locomotiven, mit einem Ende am Dampfcylinder, mit dem anderen am Locomotivrahmen festgeschraubt.

Die Geleise bedürfen immer einer reichlichen Oelzuführung; die unteren erhalten daher meist überstehende Ränder, auch an den Enden Vertiefungen, in welchen sich das Oel sammeln kann und über deren Ränder der Gleitbacken bei der äussersten Stellung des Kolbens etwas überstehen muss.

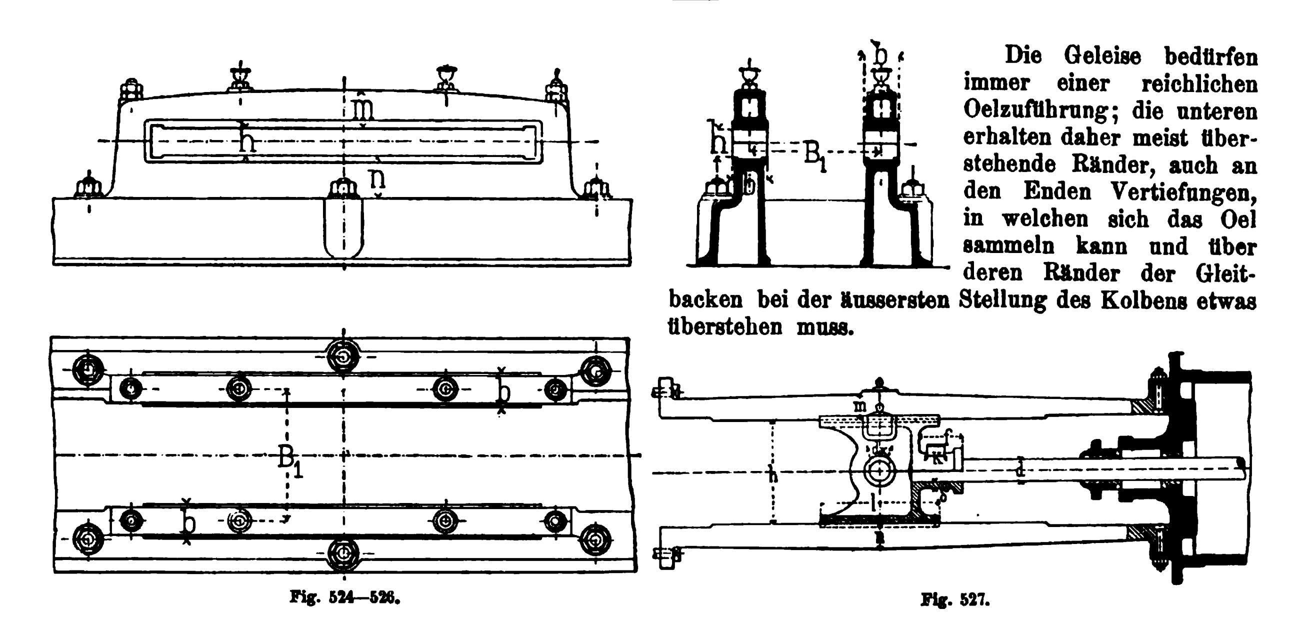


Fig. 524—526. Fig. 527.

Herstellungskosten der Kreuzköpfe und Führungsgeleise.

Schmiedeeiserne Kreuzköpfe kosten roh 80—130 $\mathscr{M}$ pro 1 kg, bearbeitet ca. den doppelten Preis.

Gewöhnliche Gleitklötze (Fig. 511—512) ausbohren pro Paar: $\mathscr{M} = 60 + 1{,}9\,d$; dieselben ausbohren und seitlich abdrehen pro Paar: $\mathscr{M} = 4{,}6\,d$, wenn d den Durchmesser des darinliegenden beweglichen oder festen Zapfens in mm bedeutet.

Geradführung nebst gusseisernem Kreuzkopf fertig bearbeiten: $\mathscr{M} = 360 + 4{,}2\,D$. Geradführung nebst schmiedeeisernem Kreuzkopf fertig bearbeiten: $\mathscr{M} = 450 + 4{,}7\,D$, wenn D den gegebenen Cylinderdurchmesser in mm bedeutet.

Q. Kolben und Kolbenstangen.

1. Kolben.

Kolben heissen diejenigen Maschinenelemente, welche Bewegungen von tropfbar flüssigen oder gasförmigen Körpern aufnehmen oder an diese übertragen und so die directen Vermittler zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten bilden. Wir beschränken uns hier auf die alleinige Behandlung der geradlinig hin- und hergehenden Kolben, als der weitaus verbreitetsten.

Der möglichst dichte Abschluss zwischen dem Kolben und dem ihn umgebenden Gehäuse wird durch verschiedene Mittel: Packungen, Dichtungen, Liderungen bewirkt, welche entweder dem Cylinder oder dem Kolben gegeben werden, und unterscheidet man hiernach Stopfbüchsendichtung und Kolbendichtung. Der dichte Schluss der Liderung kann entweder durch fremden äusseren Druck auf dieselbe herbeigeführt werden, oder durch Wirkung der eingeschlossenen Flüssigkeiten wie bei den sogenannten selbstthätigen (autoclaven) Dichtungen. Cylindrische Kolben, die ohne alle Packung dicht in den Cylinder eingeschliffen werden, sind selten und werden nur bei kleinen Maschinen verwendet.

Dampfmaschinenkolben. Diejenigen für Niederdruckmaschinen erhalten nur Hanfliderung, d. h. stark gefettete Hanfseile werden zwischen die vorstehenden Kolbenränder gelegt und durch Anziehen der letzteren zum Zweck dichten Schlusses zusammen und gegen die Cylinderwandung gepresst. Diese Dichtungsart ist leider nur bei niederen Temperaturen verwendbar, da der Hanf in höheren Temperaturen verbrennt, sonst aber die vortrefflichste, weil sie die Cylinderwandungen am wenigsten angreift.

Für höhere Temperaturen verwendet man in den verschiedensten Anordnungen Dichtungsringe aus weichem Gusseisen, Roth- und Weissguss, die entweder durch ihre eigene Elasticität zum Anschluss gebracht werden (Selbstspanner) oder durch besondere Mittel, Federn und Schrauben, gespannt werden. In manchen Fällen ist übrigens die gemischte Liderung sehr zweckmässig, bei welcher die Metallliderringe durch hintergelegte Hanfpackung statt durch Federn angepresst werden. Die Liderringe werden auf einen etwas grösseren äusseren Durchmesser abgedreht, als der Cylinderdurchmesser ist, hierauf schräg oder nach einer

gebrochenen Linie aufgeschnitten; dann wird soviel herausgenommen, dass beim Zusammenbiegen auf den wirklichen Cylinderdurchmesser noch ein geringer Spielraum zwischen den Enden verbleibt. Werden zwei oder mehrere solcher Liderringe angewendet, so sind die Schnittfugen gegeneinander zu verstellen, damit der Dampf nicht durch sie hindurch nach der Rückseite des Kolbens entweichen kann.

Fig. 528—529 zeigen einen kleinen **Dampfmaschinenkolben** mit selbstspannenden Ringen. Den beiden Liderringen sind zwei Spannringe hintergelegt und alle vier Ringe mit Hilfe eines darübergelegten Deckels und Schrauben mit Nischenmuttern zusammengehalten. Der Kolbenkörper ist mit Schraube auf dem konischen Ende der Stange befestigt.

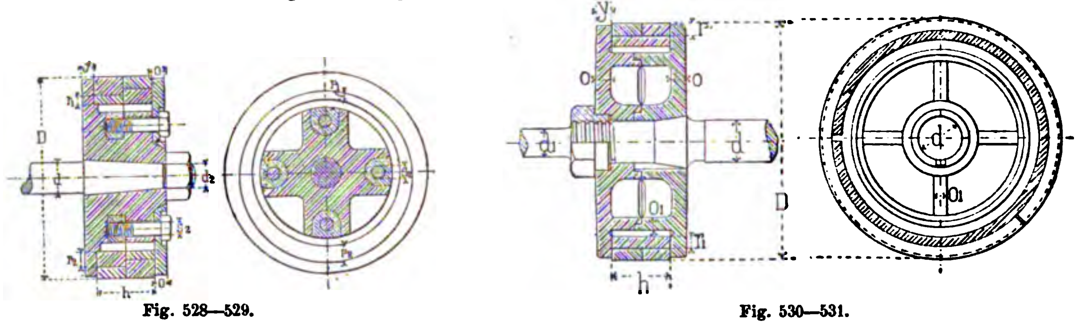


Fig. 528—529. Fig. 530—531.

Eine ganz ähnliche Construction zeigt der selbstspannende **Kolben** Fig. 530—531; der Kolbenkörper ist hier in zwei Hälften getheilt, mit Rippen versteift; hinter den beiden Liderringen liegt ein Spannring.

Eine dritte Anordnung geben die Fig. 532—534; hier ist der Kolbenkörper im ganzen und hohl gegossen; ein zum Zusammenhalten der eingelegten Spanner dienender Gusseisenring wird mittelst Schraube mit Nischenmuttern niedergehalten. Eine Sicherung gegen Lösung gewähren die über je zwei der Schraubenköpfe gesteckten Metallplatten, deren eingestanzte Löcher noch ein Nachziehen der Schrauben um je $^1/_8$ Umdrehung gestatten.

Grössere Dampfmaschinenkolben erhalten, um den nöthigen Andruck ihrer Ringe gegen die Wandungen zu erzielen, besondere Federn, die, mit Schrauben angespannt, die Dichtungsringe nach aussen pressen.

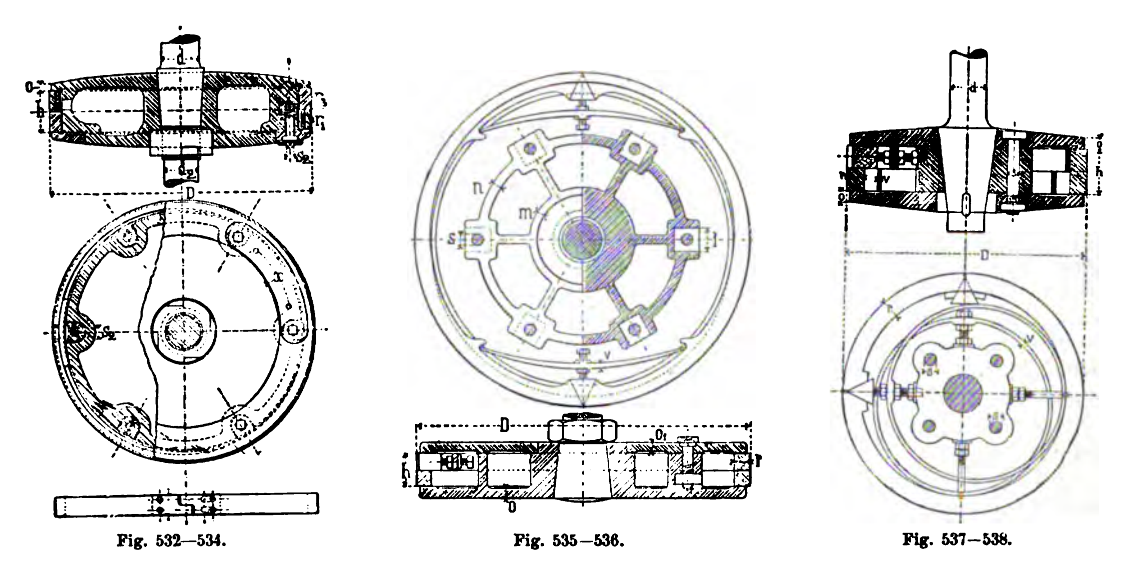


Fig. 532—534. Fig. 535—536. Fig. 537—538.

Der **Kolben** Fig. 535—536 besitzt zwei Liderringe, von denen jeder durch eine kurze Blattfeder, die sich gegen angegossene Vorsprünge des Federringes stützt, durch eine in dieser befestigte Schraube und einen Keil ihre Spannung empfängt. Der Kolben ist durch radiale und concentrische Rippen versteift, in welch letzteren die die Deckelplatte haltenden Schrauben mit bronzenen Nischenmuttern befestigt sind.

Bei dem **Kolben**, der in Fig. 537—538 gegeben, bewirken zwei eingelegte grosse elastische, kreisrunde Federn, die an der einen Seite durch Schrauben angedrückt werden, an der anderen Seite durch Schrauben unter Zuhilfenahme von Keilen die Auseinander- und Anpressung der Kolbenringe.

In dem **Kolben** Fig. 539—540 erzeugen 6 Blattfedern die Anpressung der Liderringe; die Spannung derselben erfolgt durch ebensoviele Schrauben, die zu dem inneren concentrischen Ringe reichen und daselbst

durch Muttern bewegt werden. Die Befestigung des Kolbens an der Kolbenstange geschieht mittelst Mutter und eingestrichenen Keiles.

Bezugseinheit für die Kolben Fig. 528—541; $h = 15 + 3\sqrt{D}$; $r = 0{,}38\,h - 0{,}40\,h$; $n = m = \frac{h}{4}$; $o = o_1 = \frac{h}{3} - \frac{h}{4}$; $s = 0{,}3\,h$; $v = 0{,}2\,h$; $t = 0{,}6\,h$.

Fig. 541 zeigt einen meist aus Schmiedeeisen ausgeführten **Kolben** mit selbstspannenden Ringen. Die letzteren, aus recht gleichartigem Gusseisen oder aus Bronze, seltener aus Schmiedeeisen hergestellt, haben 11—13 mm Höhe, 13—15 mm Breite beim sogen. schwedischen Kolben, 6 mm Breite und Höhe beim Ramsbottom'schen Kolben. $h = 5 + 5\sqrt{D}$; $w = 0{,}2\,h$.

Pumpenkolben. Das Liderungsmaterial bildet Leder, wenn die Temperatur der Flüssigkeit unter 30°, oder Hanf.

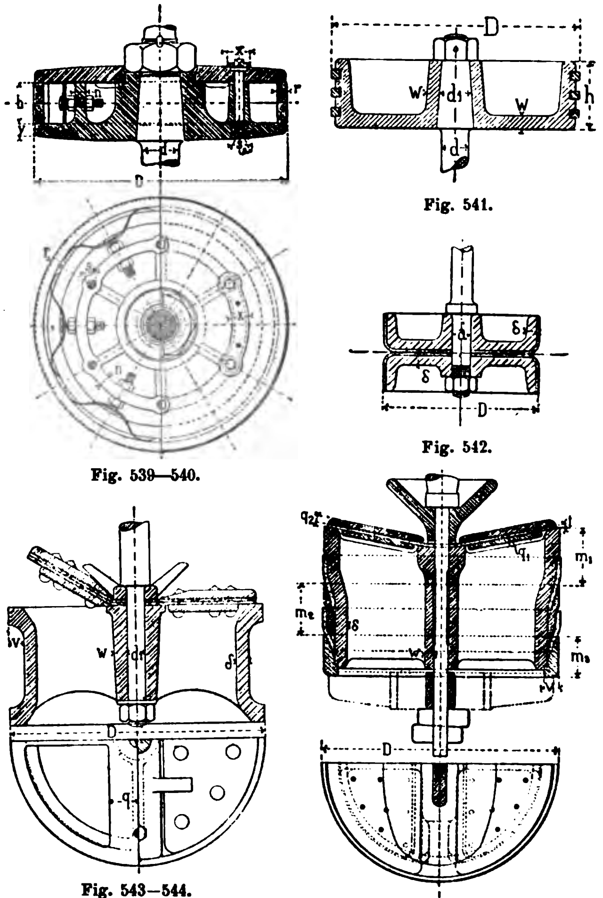


Fig. 539—540.

Fig. 541.

Fig. 542.

Fig. 543—544.

Fig. 545—546.

Einen **Scheibenkolben** mit Lederstulpdichtung, welche durch den Druck der Flüssigkeit angepresst wird, zeigt Fig. 542; ausser den beiden in der Figur gezeichneten Lederstulpen verwendet man häufig noch mehrere zwischen jenen gelegene Lederscheiben, deren Durchmesser genau so gross oder unmerklich grösser als der lichte Durchmesser des Cylinders ist. $h = 5 + 5\sqrt{D}$; $\delta = 0{,}2\,h$.

Zum Durchlassen der Flüssigkeit wählt man durchbrochene Kolben, deren Oeffnungen durch Leder- oder Kautschukklappen nach einer Richtung hin geschlossen werden. Die nebenstehenden Fig. 543—546 zeigen zwei einander ziemlich ähnliche Constructionen solcher **Kolben** mit Lederklappen. Dieselben werden zur Beförderung des schnellen Schlusses sowie zur Erzielung der nothwendigen Widerstandsfähigkeit gegen Durchbiegung mit aufgenieteten Schmiedeeisenblechen oder -platten armirt. Ihr Hub wird durch Anschläge begrenzt, sodass bei vollständiger Eröffnung der Durchgangsquerschnitt gleich dem lichten Querschnitt des Kolbens ist. Die Dichtung des Kolbenkörpers geschieht theils durch Hanf, wie in Fig. 543 angenommen, oder durch Lederstulpe, wie in Fig. 545.

Eine andere Anordnung dieser durchbrochenen Kolben giebt der **Pumpenkolben** mit Kautschukklappen (Fig. 547—548). Dieselben legen sich auf den gitterförmig durchbrochenen Obertheil des Kolbens und werden in dessen Mitte festgehalten; ihr Hub wird durch einen auf der Kolbenstange befestigten durchbrochenen Teller begrenzt. Die Dichtung am Umfang des Kolbens geschieht durch zusammengepresste Leinwand- oder Lederstreifen. $h = 5 + 5\sqrt{D}$; $w = 0{,}24\,h$; $\delta = 0{,}12\,h$; $v = 0{,}18\,h$; $i = 0{,}11\,h$; $g = 2{,}1\,h$; $x = 0{,}4\,h$; $z = 0{,}25\,h$.

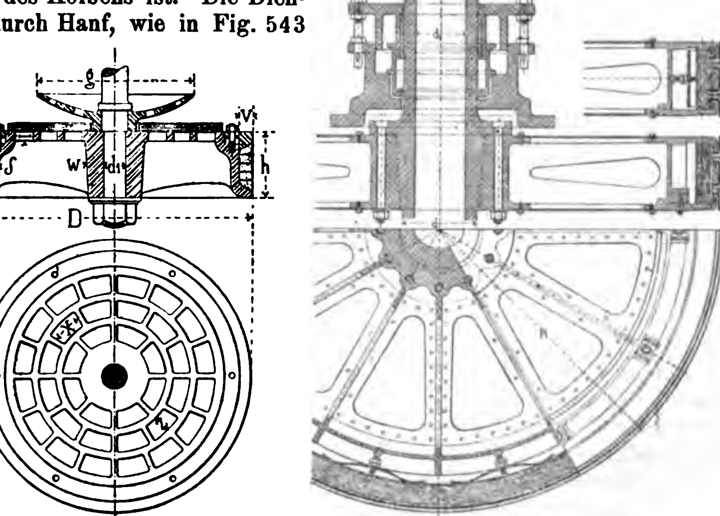


Fig. 547—548.

Fig. 549—551.

Gebläsekolben. Da diese Kolben gewöhnlich in bedeutender Grösse ausgeführt werden, so sucht man hinsichtlich ihrer Herstellung eine leichte Construction zu erzielen und da sie nicht absolut luftdicht zu schliessen brauchen, so wählt man eine einfache, aber dauerhafte Dichtungs-

methode. Man giesst den Kolbenkörper sehr leicht aus Gusseisen (Rippenguss) und schliesst die verbleibenden Oeffnungen durch aufgeschraubte Blechtafeln oder man bildet den ganzen Kolben aus Schmiedeeisen.

Eine bewährte Liderung ist die des **Gebläsekolbens** (Fig. 549—551). Eingelegte Holzsegmente werden durch hintergelegte, mittelst Schrauben anspannbare Federn nach aussen gedrückt; zwischen diesen sind die Lederstulpe befestigt, welche die eigentliche Dichtung abgeben.

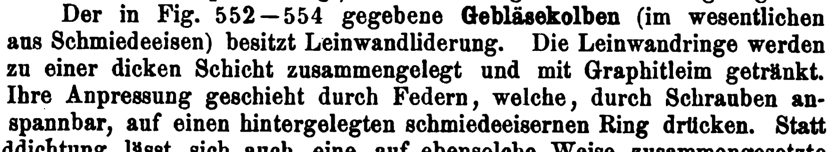


Fig. 552—554.

Der in Fig. 552—554 gegebene **Gebläsekolben** (im wesentlichen aus Schmiedeeisen) besitzt Leinwandliderung. Die Leinwandringe werden zu einer dicken Schicht zusammengelegt und mit Graphitleim getränkt. Ihre Anpressung geschieht durch Federn, welche, durch Schrauben anspannbar, auf einen hintergelegten schmiedeeisernen Ring drücken. Statt der Leinwanddichtung lässt sich auch eine auf ebensolche Weise zusammengesetzte Lederdichtung anwenden.

2. Kolbenstangen.

Die Kolbenstangen werden fast ausschliesslich aus Stahl gefertigt, seltener aus Schmiedeeisen. Wegen der im Verhältniss zum Durchmesser grossen Länge werden sie meist auf Zerknickungsfestigkeit beansprucht und demnach darauf berechnet. Sie erhalten stets cylindrische Form, wenn sie durch Stopfbüchsen umschlossen werden, zuweilen, wie bei Hubpumpen, quadratischen Querschnitt.

Auf Zug allein beansprucht werden die Kolbenstangen einfach wirkender Dampfmaschinen und sind diese nach der einfachen Festigkeitsregel $P = \frac{d^2 \pi}{4} S$ zu berechnen, wenn P in kg die ziehende Kraft, d der Kolbenstangendurchmesser in mm, $S = 4$—5 kg die Beanspruchung pro qmm des Kolbenstangenquerschnitts bedeutet; der Druck P berechnet sich, wenn D der Kolbendurchmesser, n der in Atmosphären angegebene Ueberdruck auf den Kolben, nach $P = \frac{n}{100} \cdot \frac{D^2 \pi}{4}$.

Den auf Zerknickung beanspruchten Stangen giebt man unter gewöhnlichen Verhältnissen, als etwa bis 5 Atmosphären Dampfdruck $^1/_7$ des Cylinderdurchmessers zur Dicke; $d = {}^1/_7\, D$. Für eine genauere Berechnung empfiehlt sich nach Reuleaux folgende Formel, wenn n wie oben den in Atmosphären gegebenen Ueberdruck auf den Kolben, L in mm die Länge der Stange bezeichnet:

$$\frac{D}{d} = 0{,}0573 \sqrt{\frac{L}{D}} \sqrt[4]{n}.$$

Dieser Formel entspricht nachstehende Tabelle:

$\frac{L}{D}$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$	$n = 6$	$n = 7$	$n = 8$
1,5	0,070	0,083	0,093	0,099	0,150	0,110	0,114	0,118
2,0	0,081	0,096	0,107	0,115	0,121	0,127	0,132	0,136
2,5	0,091	0,108	0,120	0,128	0,136	0,142	0,148	0,153

Die Befestigung der Stange im Kolben erfolgt im allgemeinen so, dass letzterer auf das etwas verdickte, konisch sich verjüngende oder dick zulaufende Ende der letzteren aufgeschmirgelt und mit Schrauben oder durchgeschlagenen Querkeilen darauf befestigt wird. (Vergl. die verschiedenen Kolbenconstructionen.) Bei kleineren Kolben findet sich das Stangenende zu ihrer Aufnahme cylindrisch gestaltet, immer aber muss die Zusammenpassung höchst sorgfältig geschehen.

Wo Keile angewendet werden, werden dieselben auf Abscheren berechnet und nimmt man hierbei die Beanspruchung 5—6 kg pro qmm.

Bei vertical wirkenden Maschinen wird die Stange durch die Packung stets centrisch und richtig geführt; es findet daher kein einseitiger Verschleiss statt. Anders ist dies bei liegenden Maschinen, wo durch das Gewicht der Stange und des Kolbens die untere Schale excentrisch ausgerieben wird. Um diesen Uebelstand, der bei grossen Maschinen besonders merklich zu Tage tritt, zu vermindern, lässt man die Kolbenstange — im hinteren Theile etwas verschwächt — durch beide Cylinderdeckel gehen und führt sie hinten mittelst Stopfbüchsen oder, was wesentlich vortheilhafter ist, nochmals durch ein besonderes Gleitstück.

Grossen Vortheil bringt es, Kolben und Kolbenstange so leicht als nur immer möglich zu machen (weshalb man zuweilen hohle Kolbenstangen anwendet), endlich aber auch von Anfang an die Kolbenstange krumm herzustellen, derart, dass sie im Betriebe unter ihrem eigenen Gewichte und dem des Kolbens gerade gebogen wird.

Herstellungskosten der Kolben und Kolbenstangen.

Dampfkolben von Gusseisen mit besonderem Deckel drehen und ausbohren: $\mathfrak{St} = 70 + 1{,}95\,d$.
Zwei ineinander liegende Liderringe drehen: $\mathfrak{St} = 20 + d$.
Einen durch Schrauben nachstellbaren Liderring drehen: $\mathfrak{St} = 30 + 0{,}48\,d$.
Kolbenstangen drehen und abziehen: $\mathfrak{St} = 0{,}4\,d - 5$ pro 100 mm Länge.
Einen einfachen Konus an Kolbenstangen drehen, extra: $\mathfrak{St} = 1{,}5\,d - 10$.
Konus und Bund an Kolbenstangen drehen: $\mathfrak{St} = 2{,}5\,d - 50$.
Schraube und Mutter für Kolbenstangen, extra: $\mathfrak{St} = 4{,}5\,d - 140$.

R. Stopfbüchsen.

Stopfbüchsen dienen zum Abdichten verschiedener Räume gegeneinander, in welchen sich ein und derselbe Körper gleichzeitig bewegt. Das Liderungsmaterial, wie bei den Kolben Hanf, Leder, Filz, Metall, wird hier an der concaven Wandfläche des umschliessenden Körpers angebracht. Brille (d. i. der verschiebliche Theil) und Topf werden mit Bronzebüchsen versehen, damit sie auf die umfasste Kolbenstange nicht abnützend einwirken. Die einseitige Zuschärfung dieser Einlagen an den Enden, welche die weicheren Dichtungsmaterialien zwischen sich fassen, ist veraltet; man bedient sich gegenwärtig der ringkeilförmigen Profile (Farcot), welche das Dichtungsmaterial durch ihre beiderseitige Keilwirkung sowohl gegen die eingeschlossene Stange als gegen die Stopfbüchsenwand pressen, oder ganz ebener oder leicht gewölbter Endflächen.

1. Hanfstopfbüchsen. Fig. 555—556 geben eine gebräuchliche Stopfbüchse für stehende Cylinder; in den oberen Ansatz der Brille wird zum Tränken der Hanfzöpfe Oel eingegossen. Fig. 557 giebt eine ähnliche Anordnung; der sich hier ebenfalls vorfindende Oelbehälter ist noch mit einem besonderen Deckel abgedeckt. Fig. 558 zeigt eine sogen. geschlossene Stopfbüchse, bei welcher die Brille mit ihren äusseren Rändern den Topf übergreift und die drei Schrauben zum Anziehen theilweise verdeckt. Fig. 559 endlich zeigt eine sehr zweckmässige Stopfbüchse für kleine Dimensionen; die Anzugschrauben sind unterdrückt, dafür besitzt der Topf äusserlich Gewinde, auf welches die mit Muttergewinde versehene Brille aufgeschraubt wird.

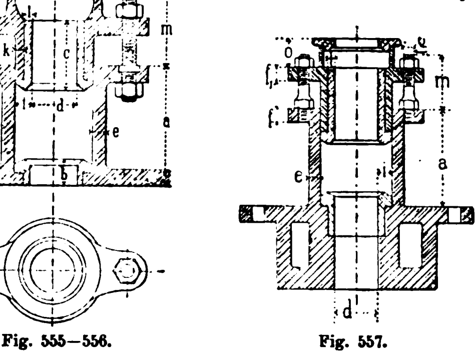


Fig. 555—556. Fig. 557.

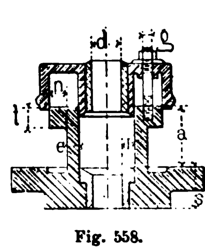


Fig. 558.

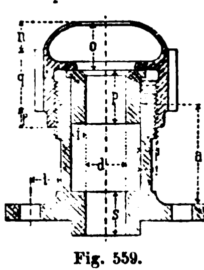


Fig. 559.

Genau die gleichen Constructionen kann man mit keinen oder geringen Abänderungen (Weglassung des Oelbehälters) für liegende Stopfbüchsen verwenden, doch giebt man dann der Bodeneinlage (Grundring) eine ziemliche Länge, um ihre Abnützung zu vermindern. Für hängende Stopfbüchsen empfiehlt es sich, die Brille über den Topf zu schieben, um an ihrem oberen Ende eine Oelschale anbringen zu können, oder man legt zwischen Brille und Grundring einen schmalen bronzenen Ring ein, der, mit Löchern versehen, mit einer Oeffnung des Topfes correspondirt, durch welche mittelst einer mit Hahn versehenen Röhre Oel unmittelbar nach dem Innern der Büchse geführt werden kann. Da die Schrauben nicht stark angezogen werden sollen, so müssen dieselben zuweilen durch Contremuttern gesichert werden; dieselben sind so anzubringen, dass sie und die Hauptmuttern die Flanschen der Brille zwischen sich fassen; hierdurch wird, auch bei einseitigem Verschleiss der Dichtung, ein Kippen der Brille vermieden.

Bezugseinheit für Hanfstopfbüchsen: $a = 1{,}1\,(d + 75)$ bis $(1{,}2\,d + 75)$ mm; $b = 0{,}25\,a$; $c = 0{,}5\,a + 40$ mm; $e = f_1 = 0{,}16\,a$; $f = 0{,}2\,a$; $g = 0{,}15\,a$; $i = 0{,}18\,a$; $k = 0{,}1\,a$; $l = 0{,}08\,a$; $m = 0{,}5\,a + 50$ mm; $n = t = 0{,}3\,a$; $o = 0{,}45\,a$; $p = 0{,}55\,a$; $q = 0{,}65\,a$; $r = 0{,}18\,a$; $s = 0{,}45\,a$.

2. Lederstopfbüchsen. Dichtungen, die durch den Druck einer Flüssigkeit diesem entsprechend angepresst werden, werden gewöhnlich Manschettendichtungen genannt. Das Dichtungsmaterial ist Leder, und können mit Rücksicht auf dessen Dauer solche Stopfbüchsen nur bei kaltem Wasser und Oel Verwendung finden.

Fig. 560—562.

Fig. 560—562 zeigen eine einseitig wirkende Stulpdichtung. Der gepresste Lederring wird in der

an ihren oberen Rändern abgerundeten Kammer durch einen eingeschobenen federnden Ring gehalten. Das Einbringen von Stulp und Ring ist dadurch ermöglicht, dass man die Kammer höher macht, als zur Aufnahme jener nöthig ist, sie alsdann darin einbaut und schliesslich den unteren Theil der Kammer durch einen dreigetheilten Ring (Fig. 562) ausfüllt.

Herstellungskosten der Stopfbüchsen.

Stopfbüchsen und Grundringe drehen und ausbohren: $\mathfrak{K} = 5\,d—10$ (Fig. 555).
Einfachere Stopfbüchsen und Grundringe drehen und ausbohren: $\mathfrak{K} = 3{,}5\,d—20$.
Grundringe drehen und ausbohren: $\mathfrak{K} = d—10$.
Stopfbüchsen, oben glatt, ohne Metallausbüchsung (gewöhnliche Länge): $\mathfrak{K} = 2{,}75\,d—30$.

S. Excenter, Excentrik, excentrische Scheiben.

Sie sind als Kurbelzapfen aufzufassen, deren Durchmesser grösser ist als der der Welle, vermehrt um den Durchmesser des Kreises, welcher von dem Kurbelmittelpunkt beschrieben wird. Diese solchergestalt erweiterten Zapfen können auf die schwächeren Wellen aufgesteckt, an jeder Stelle innerhalb deren Länge befestigt werden, ohne dass dieselben gekröpft oder geschwächt zu werden brauchen. Dies ist der grosse Vortheil, den die Anwendung der Excenter gewährt; ihm gegenüber steht als bedeutender Nachtheil die nicht unbeträchtlich grössere Reibung, welche sie vermöge ihres immer grossen Durchmessers gegenüber dem entsprechenden gewöhnlichen Kurbelzapfen erzeugen.

Die Excenterscheiben werden fast durchgängig, entweder ganz oder getheilt, aus Gusseisen dargestellt, die umgelegten, stets zweitheiligen Ringe oder Bügel aus Bronze, aus Gusseisen oder Schmiedeeisen und in den letzteren Fällen häufig mit Bronzefutter versehen. Eine Zweitheilung der Scheibe ist nur dann erforderlich, wenn dieselbe nicht als ganzes, eintheiliges Stück aufzubringen ist, z. B. bei gekröpften oder ungleich starken Wellen. Kleinere excentrische Scheiben werden wegen der leichteren Ausführung voll, grössere fast immer mit Ausnehmungen hergestellt. Der Bügel soll stets mit seinen vorspringenden Rändern die Scheibe übergreifen, sodass er eine Art Oelrinne bildet, in der sich das ziemlich reichlich zuzuführende Oel halten kann; nicht aber soll er von den Scheibenrändern übergriffen werden.

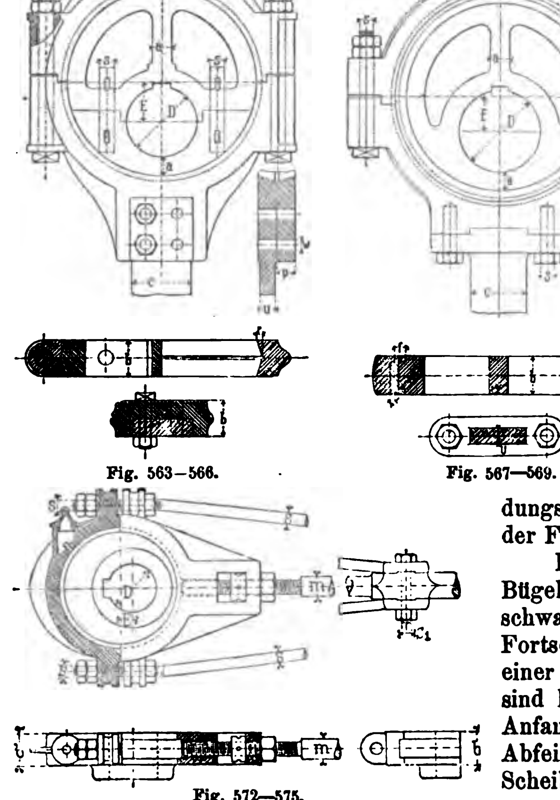


Fig. 563—566. Fig. 567—569.

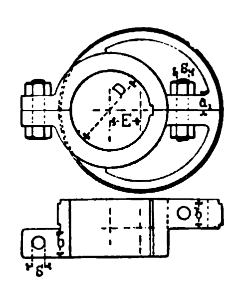


Fig. 570—571.

Fig. 572—575.

Fig. 563—566 geben die Anordnung eines **Excenters** mit getheilter Scheibe, mit Gusseisenring ohne Ausfütterung, der durch besondere angegossene Rippen hinreichend versteift ist.

Das **Excenter** Fig. 567—569 besitzt eine eintheilige Scheibe und schmiedeeisernen Ring mit Bronze- oder Weissgussfutter.

Noch eine andere getheilte **Excenterscheibe** wird durch Fig. 570—571 veranschaulicht. Hier ist nur eine der Verbindungsschrauben in der Ebene des Excenters, die andere aber an der Flansche der einseitig verlängerten Excenternabe angebracht.

Eine andere Anordnung eines **Excenters** mit gusseisernem Bügel ist in den Fig. 572—575 dargestellt. Die verhältnissmässig schwache Excenterstange ist durch Zugstangen verstärkt, die die Fortsetzungen der Bügelschrauben bilden und mit ihr an irgend einer Stelle ihrer Länge vereinigt werden. Die Fugen der Ringe sind hierbei immer schliessend herzustellen durch sogleich vom Anfang an zwischenzulegende Kupferbleche oder entsprechendes Abfeilen derselben nach erfolgter Abnutzung der Ringe und Scheiben.

Die Bezugseinheit für Excenter ist $b = \frac{1}{2}\left(E + \frac{D}{2}\right)$ in mm, wenn E die Excentricität derselben, D der Durchmesser der Welle ist. Die eingeschriebenen Buchstaben haben folgende Werthe: $r = 0{,}15\,b$; $f = 0{,}25\,b$; $v = w = 0{,}3\,b$; $u = s = 0{,}4\,b$; $a = p = 0{,}5\,b$; $t = 0{,}7\,b$; $c = 1{,}5\,b$.

Die Excenterstange greift mit ihrem anderen Ende gewöhnlich mittelst eines einfachen Flügelstangenkopfes an einer geradgeführten Stange an. Bei Dampfmaschinen, wo die durch Excenter bewegte Schieberstange durch die Stopfbüchse geführt wird, lässt man in neuerer Zeit die vorerwähnte Führung zuweilen ganz weg, ebenso die gelenkartige Verbindung und bildet Excenter und Schieberstange aus einem Stück, dieses aber in der Nähe der Stopfbüchse in der Form einer breiten elastischen Blattfeder.

Herstellungskosten der Excenter.

Das Modell einer excentrischen Scheibe von D mm Durchmesser kostet nach v. Reiche:
an Lohn: $\mathfrak{Pf} = 1{,}5\,D$; an Holz 30—60 % des Lohnes.

Excenterscheiben nebst Ringen von Gusseisen drehen, ausbohren und die cylindrischen oder ebenen Flächen für die Verbindung mit der Excenterstange bearbeiten:
$\mathfrak{Pf} = 3{,}5\,D - 150$, wenn D der Durchmesser des Excenters.

T. Balancier.

Derselbe ist ein um eine Achse schwingender Hebel und dient zur Weiterleitung einer erzeugten Kraft, häufig zur Umkehrung der Bewegung (wenn er doppelarmig ausgeführt ist) und zur Veränderung der Kraft und Wegverhältnisse. Balanciers aus Holz sind gänzlich veraltet; man bildet dieselben aus Gusseisen, wenn sie klein, aus Schmiedeeisen, wenn sie von grossen Dimensionen sind. Fast immer giebt man ihren Schilden doppel-T förmigen Querschnitt von symmetrischer Form in Bezug zur neutralen Axe; man setzt sie auch aus zwei Schilden zusammen, welche gleichweit von der Schwingungsebene des Balanciers abstehen.

Gusseiserner Balancier (Fig. 576—577). Ist r der Kurbelhalbmesser, d_k der Durchmesser des Kurbelzapfens, A die halbe Länge des Balanciers, h dessen Höhe in der Mitte, b die Stärke seiner Schilddicke (Stegdicke) und c die Stärke der Gurtungs- sowie Versteifungsrippen, so wähle man:

$$A = 3\,r;\quad h = r;\quad b = \tfrac{9}{4}\,r\left(\frac{d_k}{r}\right)^2;\quad B = 2\,b;\quad c = 0{,}6\,b.$$

Für die Haupt- oder Mittelzapfen der gusseisernen wie schmiedeeisernen Balanciers erhält man passende Abmessungen, wenn man nach Reuleaux nimmt:

	für Schmiedeeisen:	für Gusstahl:	
Zulässige Belastung	$S = 5$ kg	$S = 8{,}25$ kg	
Durchmesser	$d = \sqrt{P}$	$d = 0{,}84\sqrt{P}$	wobei P der auf einen Zapfen wirkende Druck
Länge	$l = \sqrt{P}$	$l = 0{,}96\sqrt{P}$	
	$\frac{l}{d} = 1$	$\frac{l}{d} = 1{,}14$	

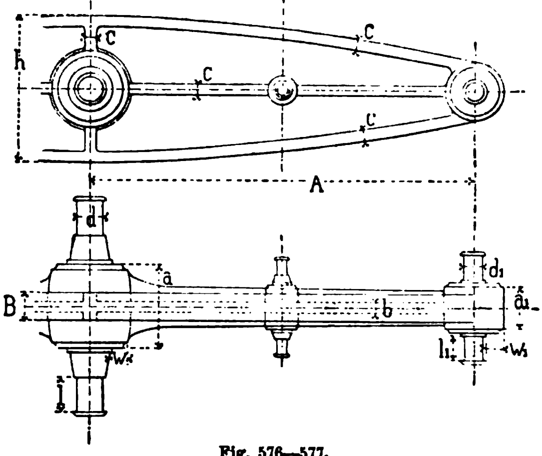


Fig. 576—577.

Die Länge der Hauptachse des Balanciers ist $1{,}4\,h$; der Durchmesser der Naben $0{,}6\,h$; ihre Länge $a = 0{,}6\,h$. Der Durchmesser der Doppelzapfen am vorderen Ende $d_1 = 0{,}7\,d_k$; die Entfernung der Zapfenmittel $4{,}2\,d_k$; Nabenlänge $a_1 = 0{,}35\,h$.

Wird der Balancier aus zwei Schilden gefertigt, so berechnet man jedes derselben für die Hälfte der Gesammtkraft, giebt ihm eine dünnere Stegdicke und meist nur auf einer, der äusseren Seite, Verstärkungsrippen; die Schilde werden mit kräftigen Flacheisen oder Gusstücken zusammengeschraubt.

Schmiedeeiserne Balanciers (Fig. 578—581) gewähren eine weit grössere Sicherheit als gusseiserne, deren innere Spannungen häufig zu unvorhergesehenen Brüchen Veranlassung geben.

Nur die kleinsten derselben schmiedet man aus einem Stück oder schneidet, wenn man sie mit zwei Schilden herstellt, diese aus zwei grossen Blechtafeln und verbindet sie durch zwischengenietete Naben. Die grösseren setzt man wie die Brückenträger aus einzelnen Theilen zusammen und construirt sie mit vollwandigen Schilden oder als Gitterträger. Diese Balanciers bilden einen hohlen Träger, welcher aus zwei Stegen und den sie verbindenden, hauptsächlich die Zug- und Druckkräfte aufnehmenden Gurtungen bestehen. Die Verbindung der einzelnen Platten, die entweder in einfacher oder doppelter Lage ein Schild bilden, geschieht durch stumpfes Zusammenstossen und Uebernieten von Laschen; Schilde und Gurtungs-

bleche verbindet man durch angenietete Winkeleisen. Die Verbindung der Achsen mit den Stegen geschieht mittelst gusseiserner Nüsse, die häufig durch die Schilde hindurchgehen, um den Druck der Achse direct ohne Beanspruchung der Nussnieten auf die Schilde zu übertragen. Noch besser ist es, wenn die Nüsse plattenartige Verlängerungen haben, die bis zu den Gurtungen reichen und direct auf diese die Achsendrücke übertragen.

Die Profilirung der Balanciers geschieht entweder nach flach gekrümmten Curven oder billiger und einfacher nach geraden Linien, die der Endstücke nach Halbkreisen, an welche jene tangirend übergehen.

Die grösste Höhe h der Balanciers zur ganzen Länge $L = 2A$ ist ungefähr in dem Verhältniss 1 : 5 zu wählen.

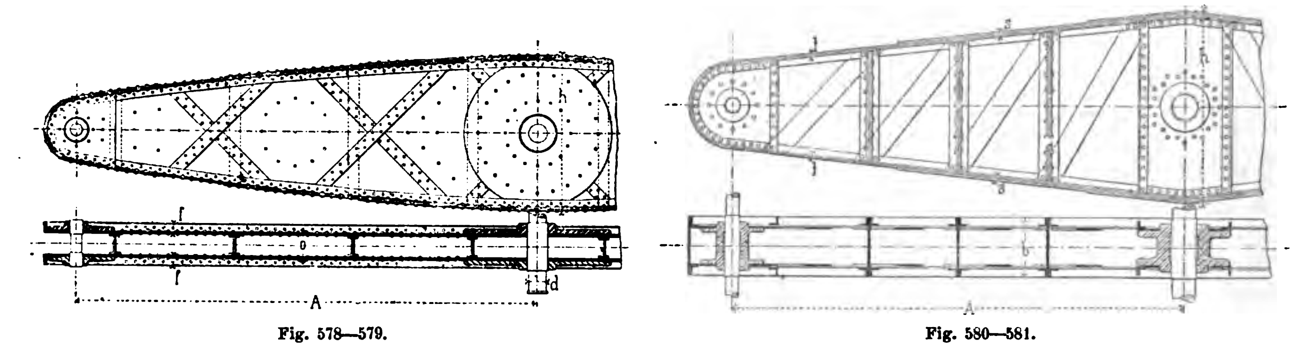


Fig. 578—579. Fig. 580—581.

Herstellungskosten der Balanciers.

Die Modellkosten für zweischildige gusseiserne Balanciers betragen ungefähr 15 M pro m Länge an Lohn, 90—140 % davon an Holz.

Für einen einschildigen Balancier betragen die Modellkosten ungefähr $1\frac{1}{3}$ mal soviel als bei einem zweischildigen.

U. Klappen, Ventile und Hähne.

1. Klappen.

Klappen haben im Gegensatz zu Ventilen keine gleitende Bewegung, sondern drehen sich um eine Axe, die entweder durch ein wirkliches Scharnier oder durch die Elasticität und Biegsamkeit des Materials gebildet wird. Ganz von Metall finden sich die Klappen gegenwärtig selten; sie werden meist an den Sitzflächen mit Leder oder Gummi ausgerüstet oder noch öfter ganz von diesen Stoffen gebildet und nur zuweilen zum Zweck grösserer Steifigkeit und Schwere mit Metallplatten armirt.

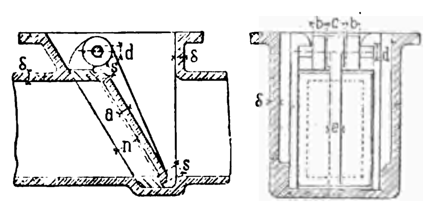


Fig. 582—583.

Metallklappen (Fig. 582—583) werden viereckig ausgeführt, bestehen aus Gusseisen oder (kleinere) aus Bronze. Man legt sie schräg zur Bewegungsrichtung der Flüssigkeit, einestheils, damit sie sich stets von selbst schliessen, anderntheils aber, dass sie bei verhältnissmässig geringer Oeffnung, die durch Anschläge begrenzt werden muss, grossen Durchflussquerschnitt gewähren. Der Oeffnungswinkel beträgt 30—40° und ist um so kleiner zu nehmen, je häufiger ein Spielwechsel eintritt. Die Wandstärke der Gehäuse ist gleich der der Rohrleitung, zu welcher sie gehören. Bezugseinheit: $s = 5 + \sqrt{D}$; $a = d = 0{,}6\,s$; $b = 1{,}2\,s$; $c = 1{,}8\,s$; $e = 0{,}8\,s$; $n = 2{,}4\,s$.

Die Anordnung eines **Lederklappenventils**, wie es sich bei Pumpen für Luft und kaltes Wasser findet, kann man leicht aus der Construction der Ventilkolben (vergl. Fig. 543—546 auf S. 87) ableiten. Die Lage der Klappen ist so zu wählen, dass die durchgehende Flüssigkeit stets die geringste Ablenkung und den geringsten Widerstand erleidet. Aus diesem Grunde legt man auch diese Klappen häufig unter einem spitzen Winkel gegen die Bewegungsrichtung der Flüssigkeit. Endlich können die Klappen ebensowohl am Umfang des gewöhnlich kreisförmig gebildeten Ventiles gehalten werden, während die inneren Enden aufklappen, als in den erwähnten Figuren der umgekehrte Fall gezeichnet ist.

Da Leder, obschon es bei kleinen Klappen schon in den stärksten Sorten, bei grösseren aber in zweifacher Lage Verwendung findet, viel zu biegsam ist, um grössere Oeffnungen gegen hohen Druck sicher abzuschliessen, so muss man die Lederscheiben mit Schmiedeeisenplatten verstärken; man bewirkt dies, indem man eine grössere und stärkere, die auch die Sitzflächen mit übergreift, darüber, eine kleine

schwächere darunter legt und beide mit Nieten oder gesicherten Schrauben verbindet. Bei geringem Druck giebt man den Lederscheiben nur dünne (2—3 mm starke) Versteifungsplatten oder wendet sie ohne Eisenarmatur an, muss aber dann die grösseren Oeffnungen durch Rippen, die die Klappen innerhalb der Ränder mehrfach stützen, in kleinere theilen.

Fig. 584—585 geben die Abbildung eines **Pyramidenventiles** mit drei in verschiedenen Ebenen liegenden ringförmigen Klappen, die beim Heben immer ihrer ursprünglichen Lage parallel bleiben. Bezugseinheit: $s = 5 + \sqrt{D}$; $e = 0{,}3$; $c = 0{,}36$; $a = 0{,}7$; $b = 0{,}8$; $f = 1{,}5$; $g = 1{,}9$; $h = 2{,}35$.

Gummiklappen sind besonders zweckmässig in warmem Wasser anzuwenden, wo Lederklappen untauglich werden, sind aber viel weniger dauerhaft und viel kostspieliger in der Unterhaltung als diese. Die Gummiplatten werden ohne Armirung angewendet und so angeordnet, dass sie auch noch in geschlossenem Zustande das Bestreben haben, einen vollständigen Schluss zu erzielen. Die Dicke der Gummiplatten (mit Leinwandeinlage) variirt zwischen 10 und 20 mm und geht noch darüber, je nach der Grösse der Ventile. Dieselben werden ebenso wie manche Lederklappen durch gitterförmig gestellte Rippen gehalten, deren Stützflächen sorgfältig abzuarbeiten und abzurunden sind, damit sie nicht in den Gummi einschneiden. Die Breite dieser Unterstützungsrippen wählt man zu 10—12 mm, ihre Höhe verhält sich zur Breite etwa wie 3 : 1.

Die Befestigung der Platten geschieht wie diejenige der Lederklappen mittelst Brücken; dabei ist zu beachten, dass eine bedeutende Pressung ganz schädlich, eine ganz geringe aber vortheilhaft ist. Den Brücken giebt man bei Ventilen, die in Flüssigkeiten arbeiten, häufig gebogene durchbrochene Ansätze, die als Fänge dienen, den Hub der Klappen begrenzen und verhüten, dass sich dieselben zu hoch und zu scharf aufbiegen und brechen.

Fig. 586 zeigt die Ausführung eines einfachen **Gummiklappenventiles**. Sitzflächenbreite: $s = 5 + \sqrt{D}$. Bezüglich eines anderen ähnlichen siehe unter Kolben, Fig. 547.

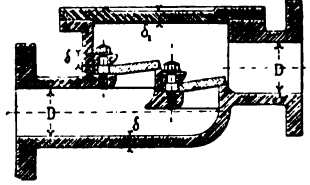


Fig. 586.

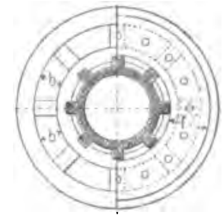


Fig. 584—585.

Die Sitzbreite s der Ränder aller Klappen nehme man, wenn D in mm die Lichtweite des Ventiles bezeichnet: $s = 5\text{ mm} + \sqrt{D}$, auf welche Grösse als Einheit sich auch die beigegebenen Verhältnisswerthe beziehen.

2. Ventile.

Ventile haben, wie Klappen und Hähne, den Zweck, zeitweilig Oeffnungen abzuschliessen und den Durchgang durch dieselben zu verhindern, zu anderen Zeiten aber den Durchfluss zu gestatten. Ihre Bewegung wird in vielen Fällen durch äussere Kräfte, oft auch durch die abgeschlossene Flüssigkeit bewirkt. Die an Ventile zu stellenden Forderungen sind: dichter Verschluss in geschlossenem Zustande, leichte Beweglichkeit; sie sollen bei geringem Hube der Flüssigkeit möglichst ungehinderten Durchgang gewähren.

Das Material, aus welchen man die Ventilkörper bildet, ist fast ausschliesslich Rothguss, in den seltensten Fällen das stark der Abnutzung unterworfene Gusseisen; auch den Ventilsitz pflegt man gern aus jenem Metall oder aus weichem Weissguss, Holz oder Gummi zu machen. Behufs guter Dichtung sind Ventil- und Sitzfläche unter Zuhilfenahme von Schmirgel gut zusammenzupassen; viele müssen sogar wegen der Undichtheit erzeugenden Einflüsse, welche hohe Temperatur durch Materialausdehnung äussert, bei der Herstellung unter der zukünftigen mittleren Temperatur und Spannung eingeschliffen werden.

Hinsichtlich der **Sitzflächenbreite** sind die Ausführungen ziemlich verschieden. Die Einen nehmen sie — mit Rücksicht auf die vollkommenere Dichtung — so an, dass ihre Projection 4, höchstens 6 mm beträgt; Andere construiren die Sitzflächen wesentlich breiter, was sich in Anbetracht der verminderten Abnutzung rechtfertigen lässt. Nachstehende Regel giebt mittlere gebräuchliche Werthe. Man nehme die Sitzbreite s von einfachen Ventilen bei gegebener lichten Weite D des Zuleitungsrohres $s = 5 + \sqrt{D}$ in mm. Die Projection des Spiegelringes erhält eine Breite $s - 4$ mm, wenn man die Sitzflächen konisch macht. Bei Doppelsitzventilen finden sich dieselben Sitzbreiten, doch auch kleinere, nämlich bis zur Hälfte obiger Werthe.

Das Ventilgehäuse soll so construirt werden, dass das Ventil leicht zu besichtigen und herauszunehmen ist; der Deckel muss schnell lösbar sein.

Liegen zwei Ventile untereinander, so muss das obere so viel grösser als das untere sein, dass man, ohne den Ventilsitz des oberen entfernen zu müssen, das untere herausnehmen kann. Es ist weiter darauf zu achten, dass der Abfluss jedes Ventiles hinreichend hoch über den Ventilscheitel gelegt wird, damit kein Seitendruck durch die ein- oder ausströmende Flüssigkeit ausgeübt werden kann.

Einsitzige Ventile (vergl. Fig. 587). Die Ventilteller der einfachen Ventile bilden mehr oder weniger gewölbte Rotationskörper, deren Ränder oft eben oder als Kegelflächen mit einem Neigungs-

winkel von 45—50—55° gegen die Basis gebildet sind und zu den entsprechend gestalteten Ventilsitzflächen genau passen.

Die **Führung** bezweckt ein genaues Zurückfallen des Ventiles auf den Ventilsitz und wird unter oder über dem Teller bewirkt durch vier Führungsleisten, die noch häufig zur Vergrösserung der Reibungsflächen durch Führungsrippen eingesäumt werden. Diese Leisten sollen sich indessen nicht bis zu den Sitzflächen erstrecken, sondern von diesen durch eine eingedrehte Nuth getrennt sein, damit sich nicht Schmutz in die Ecken zwischen ihnen und den Sitzflächen setzen und den dichten Schluss aufheben kann.

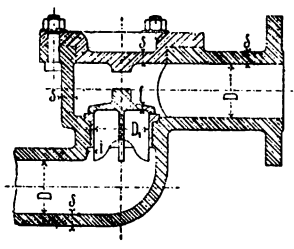


Fig. 587.

Damit das Ventil nicht aus seiner Führung herausgeschleudert werde, muss eine **Begrenzung** seines **Hubes** stattfinden; diese ist so zu bemessen, dass bei vollständiger Oeffnung des Ventiles der lichte Querschnitt der Durchgangsöffnung mindestens genau so gross ist, als der des Zuleitungsrohres. Der Hub ist deshalb $h \geqq \frac{D}{4}$ zu nehmen. Die Begrenzung geschieht durch einen am Deckel des Ventilgehäuses angegossenen Vorsprung, an welchen der Ventilkörper anschlägt; bei untereinander liegenden Ventilen begrenzt häufig das obere den Hub des unteren.

Kugelventile. An Stelle eines einfachen eingeschliffenen Deckels kann man auch eine Kugel verwenden (Fig. 588), welche keiner Führung bedarf, sich daher auch nicht festklemmt. Diesem Vortheil stehen als Nachtheile gegenüber, dass die Kugel nicht auf den Sitz aufgeschliffen werden kann und dass ihr Schwerpunkt infolge der ungleichen Dichte des Materiales selten mit ihrem geometrischen Mittelpunkte zusammenfällt, sie deshalb einseitig auf den Ventilsitz schlägt und diesen sowie sich selbst einseitig abnützt. Den Durchmesser nimmt man so klein als möglich und vermeidet ein Festklemmen der Kugel im Sitze mit Sicherheit, wenn der vom oberen Rande des Sitzes abgeschnittene Centriwinkel nicht grösser als 90° ist. Der in Bügelform ausgeführte Kugelfänger dient gleichzeitig zur Befestigung des Ventilsitzes. Die Hubhöhe h der Kugelventile nehme man gleich oder wenig grösser als $\frac{D}{4}$.

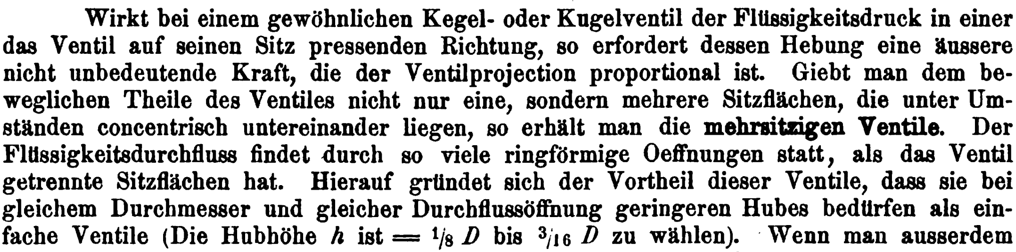


Fig. 588.

Wirkt bei einem gewöhnlichen Kegel- oder Kugelventil der Flüssigkeitsdruck in einer das Ventil auf seinen Sitz pressenden Richtung, so erfordert dessen Hebung eine äussere nicht unbedeutende Kraft, die der Ventilprojection proportional ist. Giebt man dem beweglichen Theile des Ventiles nicht nur eine, sondern mehrere Sitzflächen, die unter Umständen concentrisch untereinander liegen, so erhält man die **mehrsitzigen Ventile.** Der Flüssigkeitsdurchfluss findet durch so viele ringförmige Oeffnungen statt, als das Ventil getrennte Sitzflächen hat. Hierauf gründet sich der Vortheil dieser Ventile, dass sie bei gleichem Durchmesser und gleicher Durchflussöffnung geringeren Hubes bedürfen als einfache Ventile (Die Hubhöhe h ist $= \frac{1}{8} D$ bis $\frac{3}{16} D$ zu wählen). Wenn man ausserdem die Sitzflächen in nahezu gleicher Grösse bildet, so hat man darin ein Mittel, zu ihrer Bewegung nur sehr geringer Hebekraft zu bedürfen, indem diese nur proportional der Differenz der Spiegelprojectionen des Ventiles ist (Steuerventile).

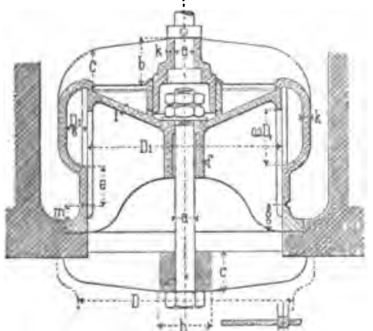


Fig. 590. Fig. 589.

Puppen- oder **Dockenventil (Hornblowerventil)** Fig. 589. Damit dasselbe genau äquilibrirt werden kann, ist es nicht wie die älteren Arten mit Rippen versehen, die schwer zu bearbeiten sind, sondern als Rotationskörper und zugleich in zwei Stücken gebildet, die durch Schrauben zusammengehalten werden. Der mittlere Durchmesser D_1 des Ventils wird $\geqq 0{,}8\ D$, wenn sein Hub $h = \frac{1}{8} D - \frac{3}{16} D$, wobei D der Durchmesser des Zuleitungsrohres ist. Die Flüssigkeit wird in verticaler Richtung in das Gehäuse ein-, seitlich weggeführt.

Glockenventil oder **Gros'sches Ventil** (Fig. 590). Der **Ventilstuhl**, d. i. der Körper, an welchem die Ventilsitze angebracht sind, wird im Gehäuse aufgeschliffen und durch eine Schraube angepresst, die gewöhnlich in einer darunter liegenden schmiedeeisernen Brücke ihre Stütze findet. Die Führung des eigentlichen Ventiles übernehmen meist vier Rippen, welche an ihren äusseren führenden Rändern zur Verringerung der Abnutzung mit breiten Säumen versehen werden. Die Glocke wird oben zur Erhöhung der Steifigkeit mit einem cylindrischen Ring oder mit Rippen versehen und zur Verhütung von Formveränderungen auch noch in ihrer ganzen Länge zweckmässig mit radialen Rippen verstärkt. Die Glocke hängt am cylindrischen oder halbkugelförmigen Kopf der Ventilstange, soll in der Bewegungsrichtung an dieser kein Spiel haben, wohl aber senkrecht dazu, um durch eine geringe seitliche Bewegung

etwaige Ungenauigkeiten in der Aufstellung ausgleichen zu können. Der Durchmesser des Ventiles $D_1 \geqq D$; der Hub $1/8\,D - 3/16\,D$, wenn D der Rohrdurchmesser. Die Zuleitung der Flüssigkeit erfolgt seitlich, die Abführung nach unten.

Rohrventil (Fig. 591). Infolge der röhrenförmigen Gestalt des Ventilkörpers vermag die Flüssigkeit, die von unten eingeführt wird, durch diesen hindurchzufliessen und bei erfolgendem Hube durch die ringförmigen Oeffnungen seitlich abgeführt zu werden. Häufig findet man das Ventil in der Mitte normal zur Axe getheilt und zusammengeschraubt, wodurch die Möglichkeit geboten ist, die Differenz in der Grösse der Ventilsitze noch geringer zu machen, als in dem durch die Figur veranschaulichten Falle. Betreffs der sonstigen Construction und Anordnung gilt auch hier das bereits früher Gesagte.

Laternenventil. Um die Einwirkung der Ausdehnung durch Wärme auf den dichten Schluss unschädlich zu machen, verbindet man oft beide Sitze durch ein längsgeschlitztes Rohr von gleichem Material wie der Ventilkörper. Die Summe der Schlitzquerschnitte ist $\geqq$ Rohrquerschnitt zu machen.

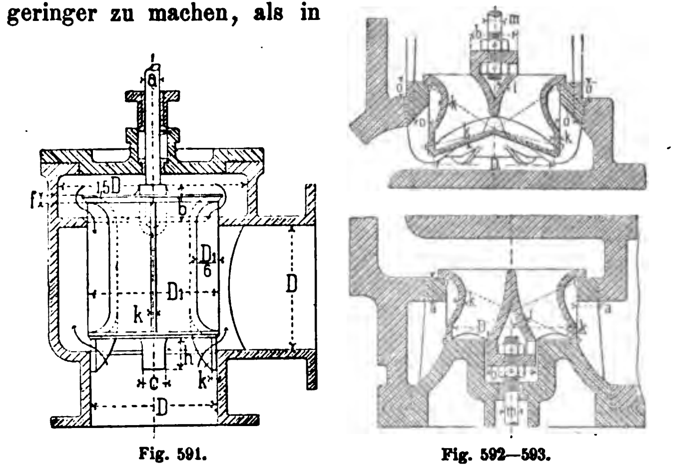


Fig. 591. Fig. 592—593.

Diese Temperatureinflüsse werden durch die **Ventile** von **Collmann** (Fig. 592—593) in ebenso vollkommener Weise ausgeglichen. Da sich der Spitzenwinkel eines Konus bei der Ausdehnung durch Erwärmung nicht verändert und die gemeinschaftlichen Konusspitzen zweier zusammenfallenden Konusflächen auch nach ungleicher Ausdehnung gemeinschaftlich bleiben, so werden sich stets Punkte, die in den zusammengehörigen Flächen liegen, berühren und einen dichten Schluss erzeugen müssen. Diese Ventile werden daher so gebildet, dass die Spitze des oberen Konuspaares mit der Spitze des unteren Paares zusammenfällt und es ist dabei gleichgültig, wo dieser Punkt in der Ventilaxe liegt.

Tabelle der Ventildimensionen.

Bezugseinheit $= 5 + \sqrt{D}$ in mm.

D	$5+\sqrt{D}=1$	$k=0{,}4$	$z=0{,}45$	$i=0{,}5$	$f=0{,}6$	$m=0{,}8$	$o=1$	$a=1{,}3$	$c=e=2$	$g=2{,}5$	$h=2{,}8$	$b=3$	$t=\frac{D_1}{6}$	$0{,}3\,D_1$	$1{,}5\,D_1$
100	15	6	7	8	9	12	15	20	30	38	42	45	17	30	150
125	16	6,5	7	8	10	13	16	21	32	40	45	48	21	38	188
150	17	7	8	9	10,5	14	17	22	34	43	48	51	25	45	225
175	18	7	8	9	11	14,5	18	23,5	36	45	50	54	29	53	262
200	19	7,5	9	10	11,5	15	19	25	38	48	54	57	33	60	300
225	20	8	9	10	12	16	20	26	40	50	56	60	38	68	338
250	21	8,5	10	11	12,5	17	21	27	42	53	59	63	42	75	375
275	22	9	10	11	13	18	22	28,5	44	55	62	66	46	82	412
300	23	9	10	11,5	14	18,5	23	30	46	58	64	69	50	90	450
325	23	9,5	11	11,5	14	18,5	23	30	46	58	64	69	54	98	488
350	24	9,5	11	12	14,5	19	24	31	48	60	67	72	58	105	525
375	24	10	11	12	14,5	19	24	31	48	60	67	72	63	113	562
400	25	10	12	13	15	20	25	32,5	50	62	70	75	67	120	600

3. Hähne.

Bei Hähnen wird der Ventilspiegel nach einem Kegelstumpf gebildet. Der drehbare Theil des Hahnes heisst das **Kücken** oder der **Hahnschlüssel**, der ihn umgebende Theil das **Hahngehäuse**. Die Wandstärke δ des gusseisernen Gehäuses, wie solches bei grossen Hähnen in Anwendung kommt, ist gleich der Rohrwandstärke, diejenige des bronzenen Gehäuses der kleineren Ventile nur 0,7 davon. Da der Hahn aus Rothguss oder Messing stets an dem gleichen Metall gleiten soll, muss man das gusseiserne Gehäuse mit Rothguss ausbüchsen, was durch Einsetzen mit Mennigekitt auf rauh gedrehtem Schnitt geschehen kann.

Das Gehäuse wird konisch gebohrt und der Hahnkegel aus Bronze passend dazu gedreht, schliesslich beide Theile zusammengeschmirgelt. Richtig schliessende Hähne erhält man nur, wenn man beide Theile, soweit sie aneinander liegen, konisch gestaltet, dem Hahn aber, soweit er über den konischen Theil des Gehäuses reicht, und letzterem in dem Theil unter dem Hahnkegel cylindrische Form giebt. Ferner ist es für den dichten Schluss zweckmässig, jenen konischen Theil des Gehäuses etwas kräftiger auszubilden als die übrigen Partieen.

Der **einfache Durchgangshahn** ist durch Fig. 594—595 veranschaulicht. Den nöthigen Andruck bewirkt man durch Anziehen der unteren Mutter, deren Unterlegscheibe durch den vierkantigen Ansatz des Hahnkörpers gezwungen ist, sich mit ihm zu drehen und daher kein Bestreben hat, jene zu lösen. Zur Bewegung des Hahnes dient ein auf den oberen viereckigen Hahnansatz aufgesetzter Schlüssel.

Einen vollkommen dichten Schluss gegen das Austreten der Flüssigkeit nach aussen gewährt der **Stopfbüchshahn** (Fig. 596—597). Das Eindichten des Hahnes geschieht in entsprechender Weise durch Anziehen der Stopfbüchse, ein zu starkes Einpressen verhindert aber eine unten eingeschraubte, genau einstellbare Schraube.

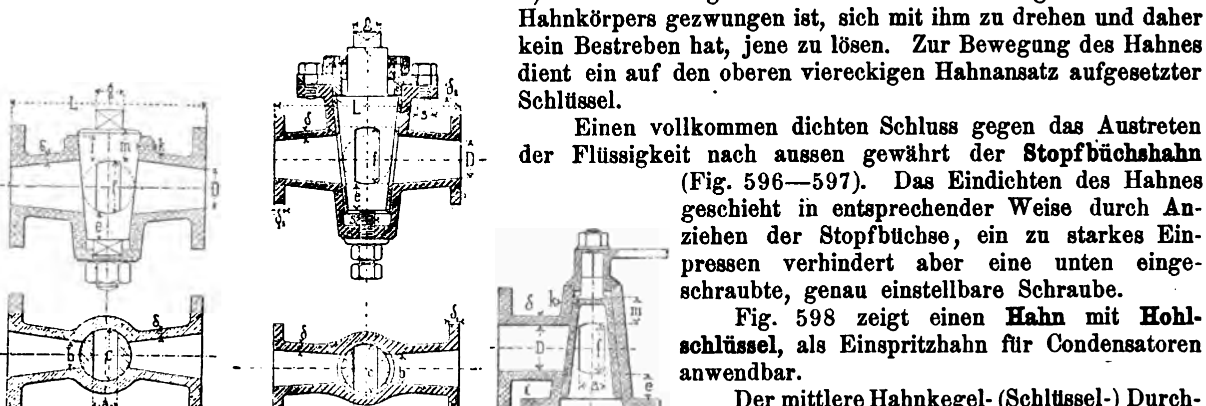


Fig. 594—595. Fig. 596—597. Fig. 598.

Fig. 598 zeigt einen **Hahn mit Hohlschlüssel**, als Einspritzhahn für Condensatoren anwendbar.

Der mittlere Hahnkegel- (Schlüssel-) Durchmesser ist zu $^4/_3$ der Rohrweite anzunehmen, der Anzug des Schlüssels auf jeder Seite zu $^1/_9$. Die Durchlassöffnung ist länglich, um die Schlüsseldicke klein zu erhalten. Der Hohlraum des Gehäuses wird aus der kreiscylindrischen Form in die jener Hahnöffnung entsprechende übergeführt, damit bei vollständiger Eröffnung keine plötzliche Querschnittsänderung eintritt. Die Flanschen des Gehäuses sind wie diejenigen der Röhren zu nehmen.

Bezugseinheit für die Hähne (Fig. 594—598) ist der Rohrdurchmesser $D = 1$; $a = b = 0{,}6\,D$; $c = 1{,}33\,D$; $e = 0{,}7\,D$; $f = 1{,}2\,D$; $g = 0{,}6\,D$; $i = 0{,}7\,D$; $k = 0{,}1\,D + 10$ mm; $m = 0{,}75\,D$; $L = 4{,}5\,D$ bis $5\,D$.

Herstellungskosten der Hähne, Ventile und Klappen.

Man berechnet bei Hähnen im Durchschnitt: Roth- oder Gelbguss 1 kg = 400—600 ₰; gusseiserne Hahngehäuse: 1 kg = 45—80 ₰.

Für gewöhnliche Durchgangsventile veranschlagt man nach v. Reiche: Gusseisen, 1 kg = 42—45 ₰; Rothguss, 1 kg = 500—600 ₰; Schmiedeeisen oder Gusstahl, 1 kg = 200—400 ₰; Gitter für Gummiklappen, 1 kg = 50—55 ₰.

Für Doppelsitzventile (Glockenventile) beträgt der Modellohn: ₰ $= 600 + 4\,D$; der Holzwerth 0,25—0,50 des Lohnes.

Zweisitzige Ventile, wie Tellerventile und Glockenventile drehen: ₰ $= 2{,}85\,D - 10$, wobei D, der Ventildurchmesser, in mm.

Die Modellkosten der Rahmen von Klappen betragen nach v. Reiche: ₰ $= 0{,}8\,U - 1{,}1\,U$, bei U mm Umfang.

V. Röhren und Röhrenverbindungen.

Das zu Röhren verwendete Material ist Gusstahl, Schmiedeeisen, Gusseisen, Bronze, Kupfer, Blei, Holz und Thon, aber in maschinellen Anlagen finden hauptsächlich Schmiedeeisen und Gusseisen Benutzung. Bei all diesen Röhren sind für kleine Pressungen die erforderlichen Wandstärken so gering, dass nicht jene Drücke massgebend sein können, sondern die Rücksicht auf die Herstellung die nothwendigen Wandstärken vorschreibt. Diese sind nach folgenden empirischen Formeln zu wählen, worin δ die Wandstärke, D den Durchmesser des Rohres bezeichnet:

Für gusseiserne Wasser- und Gasleitungsröhren: $\delta = 8 + \frac{D}{80}$;

für gusseiserne Dampfleitungsröhren und für Luftpumpencylinder: $\delta = 12 + \frac{D}{50}$;

für gusseiserne Dampfcylinder und ausgebohrte Pumpenstiefel: $\delta = 20 + \frac{D}{100}$.

Schmiedeeiserne gezogene Wasser- und Gasröhren kommen meist bis 150 mm lichter Weite zur Anwendung und erhalten eine Wandstärke: $\delta = 2 + \frac{D}{12}$. Kupfer- und Messingröhren: $\delta = 1 + \frac{D}{24}$. Bleiröhren: $\delta = 3$—6 mm.

Röhren, die besonders hohen Drücken ausgesetzt sind, müssen hinsichtlich ihrer Wandstärken den auf sie wirkenden Kräften entsprechend berechnet und construirt werden.

Röhren mit hohem inneren Druck erhalten ihre Wandstärke nach der Formel von Lamé: $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2}\left(\sqrt{\frac{S+p}{S-p}} - 1\right)$; hierin bezeichnet p den inneren Flächendruck pro qmm; S die grösste Materialspannung in der Rohrwand in kg, D den lichten Durchmesser der Röhre in mm. Die Festigkeit eines röhrenförmigen Gefässes ist in der Querrichtung doppelt so gross als in der Längsrichtung, parallel zur Axe.

Für kugelförmige Gefässe gilt nach Lamé: $\frac{\delta_1}{D_1} = \frac{1}{2}\left(\sqrt[3]{\frac{2(S+p)}{2S-p}} - 1\right)$; D_1 lichte Weite in mm; diese Gefässe haben bei gleicher Sicherheit weit geringere Wandstärken nöthig als röhrenförmige.

Man hat zu nehmen für S bei Anwendung von

Gusseisen . . .	3—5 kg pro qmm,	Bronze	2—3,5 kg pro qmm,
Schmiedeeisen . .	8—10 „ „ „	Kupfer	2—2,5 „ „ „
Gusstahl	13—20 „ „ „		

Röhren mit äusserem Druck. Die Grösse des die Zerquetschung herbeiführenden äusseren Ueberdruckes ist nach Fairbairn's Versuchen $p = \frac{n}{100} = 367937 \frac{\delta^{2,19}}{lD}$, wobei p der Druck in kg pro qmm; l die Länge, D der Durchmesser des Rohres, n der Atmosphärenüberdruck.

Eine vielfach gebräuchliche Röhrenverbindung (**Muffenverbindung**) zeigt Fig. 599. Der wulstförmige Ansatz dient zur Centrirung der einen Röhre in der nur unerheblich weiteren Muffe der anderen. Will man Röhren ohne Wulst verwenden, so formt man den Uebergang von der Muffe in die eigentliche Röhre konisch sich verjüngend und treibt dann das glatte Röhrenende bis in diese trichterförmige Verengung. Zweckmässig ist die Anwendung dieses konischen Ueberganges auch bei den Wulströhren (welche hinter dem Wulst noch einen kurzen cylindrischen oder konischen Fortsatz haben können), um an ihrer Stelle mit gleicher Bequemlichkeit abgehauene Röhren verlegen zu können. Die Dichtung geschieht durch eingelegte Windungen von Wergtheerseilen, auf welche ein eingegossener Ring von weichem Blei mittelst stumpfer Stemmeisen kräftig aufgetrieben wird. Damit die Röhren zu ihrer Ausdehnung und Zusammenziehung infolge von Temperaturwechsel Spielraum haben, lässt man häufig dem einen Rohrende einen kleinen Raum in der Muffe zur Verschiebung in seiner Längenrichtung.

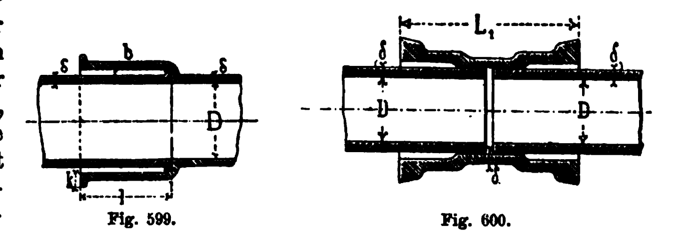


Fig. 599. Fig. 600.

Bei Rohrsträngen mit einfacher Muffenverbindung bedarf es bei der Auswechselung einzelner Röhren jedesmal der Hebung einer grösseren Rohrlänge, um hinreichenden Platz zum Herausziehen und Einsetzen der Röhren zu bekommen. Dies umgeht man bei Benutzung von **Doppelmuffen** (Fig. 600) — Verbindungen von je zwei einzelnen Muffen — welche über die stumpf aneinandergestossenen Rohre gesteckt und wie gewöhnliche Muffen gedichtet werden. Eine einfache Verschiebung der Muffe genügt, um die Rohre ohne Beschwerden auswechseln zu können.

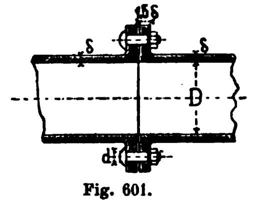


Fig. 601.

Die erwähnten Röhren mit Bleidichtung sind nur verwendbar bei Wasser- und Gasleitungen. Da Dampf das Blei leicht zerstört, bedient man sich zu dessen Leitung einer Dichtung von fest eingeschlagenem Rostkitt oder der sogenannten **Flanschröhren**, von denen eine in Fig. 601 dargestellt ist. Die Arbeits- oder Dichtungsleiste zwischen den Schraubenlöchern und dem inneren Rohrrand kann man auch weglassen und werden dann die Flanschen mit ihren ganzen bearbeiteten Vorderflächen zusammengestossen. Die Verbindung geschieht durch Schrauben, deren Anzahl $i = 3 + \frac{D}{50}$ ist, deren Stärke man für den Flüssigkeitsdruck berechnet, welcher auf einen das Rohr verschliessenden Deckel kommen würde. Die Schraubenlöcher macht man viereckig oder rund. Die Flanschen finden sich meist in runder Form, häufig aber auch als Ohrflanschen mit zwei, drei und vier Ohren, je nach der Anzahl der Schrauben. Vergl. hierüber auch die S. 99 angeführte Tabelle des Vereins deutscher Ingenieure und des Vereins der Gas- und Wasserfachmänner Deutschlands.

Die Dichtung besteht häufig aus einem mit Hanf umwickelten und mit Mennigekitt bestrichenen

Schmiedeeisenring, welcher zwischen die hierbei unbearbeiteten Flanschen gelegt wird. Bei vollständig abgedrehten Flanschen benutzt man Bindfaden, Leinwand oder Pappe, mit Mennigekitt bestrichen, oder Gummiringe, welche wie jene zwischen die Flanschen gelegt werden, häufig aber noch von aussen gestützt werden müssen gegen den auf sie wirkenden Druck der Flüssigkeit. Bei langen, vertical stehenden Rohrleitungen sind die Flanschen für solche elastische Dichtungen so herzurichten, dass letztere nicht über eine gewisse Grenze gepresst werden und sich die Röhren mit ihren vorspringenden Rändern aufeinander setzen.

Gasrohre werden innen und aussen getheert, Wasserrohre ebenfalls getheert oder asphaltirt, zum Schutz gegen das Rosten.

Unter Baulänge der Röhren versteht man die Entfernung zweier Stossfugen voneinander. Siehe hierüber nachstehende Tabelle.

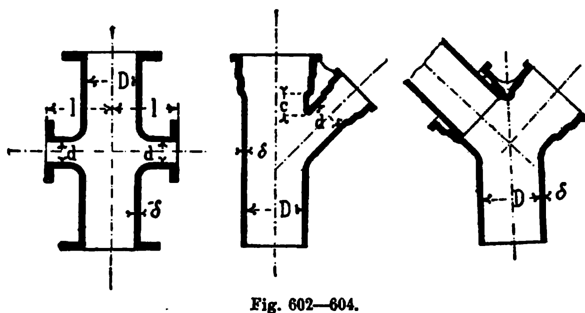


Fig. 602—604.

Abänderungen in der Richtung werden durch krumme Röhren (Krümmer) hergestellt, die nach möglichst grossem Radius zu bilden sind; scharf umgebogene Rohre, Kniestücke und Kniebildungen sind möglichst zu vermeiden. Abzweigungen giebt man bei Wasserleitungen möglichst tangentialen Anschluss; für Gasröhren geringerer Bedeutung dagegen kommen auch häufig rechtwinkelige Anschlüsse vor. Wie hier mit Muffen, so können natürlich die Röhren mit Flanschen verbunden werden. Die Schraubenlöcher sind systematisch so zu stellen, dass Krümmer, T-Stücke u. s. w. immer mindestens in zwei Richtungen sich anschrauben lassen, und dies erreicht man, wenn die Ebene der geometrischen Axen dieser Röhren entweder immer durch zwei Schraubenlöcher einer Flansche oder genau mitten zwischen zwei solchen hindurchgeht. (Vergl. Fig. 602—604.)

Bequemer als die Anwendung eines gewöhnlichen festen Kniees, welches für jeden Winkel besonders geformt werden muss, ist die eines sogenannten Universalröhrenkniees.

Fig. 605—606 geben das nur für dünne Röhren verwendbare **Universalröhrenknie** von **Royle.** Sehr leicht lässt sich das nämliche Princip auch auf grössere Rohre anwenden (Universalröhrenknie von Brown), wenn man die beiden Kniehälften mit Flanschen versieht und die einfache Stiftschraube durch eine hinreichende Anzahl Flanschschrauben ersetzt.

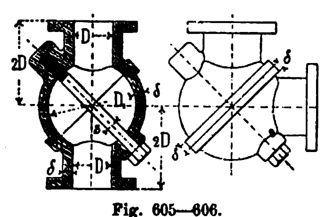


Fig. 605—606.

Da Flanschenröhren sich nicht gegeneinander in der Richtung ihrer Länge verschieben können, so müssen in längere Leitungen, die bedeutenden Temperaturwechseln unterworfen sind, verschiebbare Verbindungen eingeschaltet werden, die Ausdehnung und Zusammenziehung der Röhren gestatten. Eine solche **Compensationsvorrichtung** für Dampfröhren, die ganz nach Art der Stopfbüchsen eingerichtet ist, zeigt Fig. 607. Eine andere für Wasserleitungsröhren passende giebt Fig. 608; dieselbe wird mittelst eines Lederstulpes gedichtet, der durch den Wasserdruck an die Rohrwandung angepresst wird.

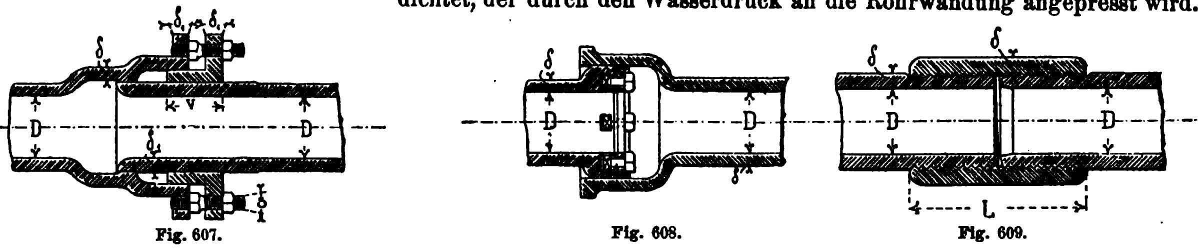


Fig. 607. Fig. 608. Fig. 609.

Weite Röhren werden mit den Enden übereinander genietet. (Siehe Bd. I unter „Dampfkessel".) Starke schmiedeeiserne Röhren werden zum Zweck der Verbindung an den Enden umgebördelt, oder erhalten als Flanschen angenietete Winkeleisen oder ebenso gestaltete gusseiserne Ringe. Die Schenkellänge derselben ist $1\,{}^{7}/_{8}\,d$—$2\,d$, ihre Dicke bei Schmiedeeisen ${}^{5}/_{8}\,d$, bei Gusseisen d—${}^{9}/_{8}\,d$ (wobei d der Schraubendurchmesser).

Fig. 610—612.

Dünnere gezogene Schmiedeeisenröhren werden an den Enden mit Schraubengewinde versehen und durch übergeschraubte (seltener eingeschraubte) Muffen (Fig. 609) verbunden. Der scharfe Rand des einen Rohres wird behufs der Dichtung kräftig an die Gegenwand angepresst. Muffenwandstärke gleich der Rohrwandstärke δ, Länge $l = 0{,}4\,D + 40$ mm. Die Baulänge der schmiedeeisernen Röhren geht bis zu 3 und 4 m. Die Verbindung anderer Röhren, hauptsächlich Bleiröhren, bewirkt man mit übergeschobenen losen Flanschen aus Schmiedeeisen, welche die umgeschlagenen Ränder der Röhren

Röhren und Röhrenverbindungen.

Normal-Tabelle für gusseiserne Flanschen- und Muffenrohre, Ventile, Hähne und Schieber.

Lichter Durchmesser D	Normal-Wandstärke δ für 6–7 At	Flanschenrohre: Flanschendurchmesser	Flanschendicke	Schrauben-Lochkreisdurchmesser	Schrauben: Anzahl	Schrauben: Stärke in mm	Schrauben: Stärke in engl. Zoll	Schrauben: Länge ohne Kopf	Durchmesser der Schraubenlöcher	Baulänge	Gewicht eines Rohres (abgerundet)	Gewicht einer Flansche nebst Anschluss (abgerundet)	Gewicht von 1 m Rohr excl. Flansche	Schenkellänge der Krümmungs- und T-Stücke $L = D + 100$	Dichtungsleiste, falls beliebt: Breite	Dichtungsleiste: Höhe	Muffenrohre: Aeusserer Muffendurchmesser	Innerer Muffendurchmesser	Tiefe der Muffe	Gewicht pro laufenden m excl. Muffe	Gewicht der Muffe	Gewicht pro laufenden m Baulänge incl. Muffe	Dasselbe (abgerundet)	Baulänge	Schieber, Hähne und Ventile: Schieberlänge von Flansche zu Flansche $D + 200$	Durchgangventile u. gusseiserne Hähne; Länge von Flansche zu Flansche $2D+100$	Eckventile; Länge der Schenkel von Mitte bis Flansche $D + 50$
mm	mm	mm	mm	mm				mm	mm	m	kg	kg	kg	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg	kg	kg	m	mm	mm	mm
40	8	150	18	115	4	13	1/2	70	15	2	21,4	2	8,75	140	25	3	120	69	74	8,75	2,00	9,75	10	2	240	180	90
50	8	160	18	125	4	15,5	5/8	75	17	2	25,5	2,2	10,58	150	25	3	132	81	77	10,58	2,60	11,88	12	2	250	220	100
60	8,5	175	19	135	4	15,5	5/8	75	17	2	45	2,7	13,26	160	25	3	143	91	80	13,26	3,15	14,83	15	3	260	220	110
70	8,5	185	19	145	4	15,5	5/8	80	17	2	51,4	2,9	15,20	170	25	3	153	101	82	15,195	3,70	17,05	17	3	270	240	120
80	9	200	20	160	4	15,5	5/8	80	17	3	61,7	3,5	18,25	180	25	3	164	112	83	18,25	4,32	19,70	20	3	280	260	130
90	9	215	20	170	4	15,5	5/8	80	17	3	68,8	4	20,30	190	25	3	175	122	86	20,30	5,00	21,83	22	3	290	280	140
100	9	230	20	180	4	19	3/4	90	21	3	76	4,4	22,32	200	28	3	186	133	88	22,32	5,80	24,25	24,5	3	300	300	150
125	10	260	21	210	4	19	3/4	90	21	3	98	5,6	28,94	225	28	3	213	158	91	28,94	7,34	31,38	32	3	325	350	175
150	10	290	22	240	6	19	3/4	90	21	3	122	6,9	36,45	250	28	3	242	185	94	36,45	8,90	39,06	39	3	350	400	200
175	10,5	320	22	270	6	19	3/4	90	21	3	149	8	44,38	275	30	3	270	211	97	44,38	10,61	47,90	48	3	375	450	225
200	11	350	23	300	6	19	3/4	90	21	3	178	9,6	52,91	300	30	3	299	238	99	52,91	12,33	57,00	57	3	400	500	250
225	11,5	370	23	320	6	19	3/4	90	21	3	206	9,9	61,96	325	30	3	315	264	100	61,96	14,32	66,73	67	3	425	550	275
250	12	400	24	350	8	19	3/4	95	21	3	238	11,6	71,61	350	30	3	351	291	101	71,61	16,32	77,09	77	3	450	600	300
275	12,5	425	25	375	8	19	3/4	95	21	3	273	12,9	82,30	375	30	3	378	317	102	82,30	19,12	88,67	89	3	475	650	325
300	13	450	25	400	8	19	3/4	95	21	3	306	13,7	93,00	400	30	3	406	343	104	93,00	21,93	100,00	100	3	500	700	350
325	13,5	490	26	435	10	22,5	7/8	105	25	3	343	17,2	102,87	425	35	4	433	368	105	102,87	24,91	111,17	111	3	525	750	375
350	14	520	26	465	10	22,5	7/8	105	25	3	376	18,9	112,75	450	35	4	460	394	106	112,75	27,90	122,06	122	3	550	800	400
375	14	550	27	495	10	22,5	7/8	105	25	3	415	21,5	124,04	475	35	4	489	421	107	124,04	30,00	134,04	134	3	575	850	425
400	14,5	575	27	520	10	22,5	7/8	105	25	3	456	22,6	136,85	500	35	4	518	448	109	136,85	34,09	147,21	148	3	600	900	450
425	14,5	600	28	545	12	22,5	7/8	105	25	3	484	24,5	145,16	525	35	4	545	473	110	145,16	37,27	157,58	158	3	625	950	475
450	15	630	28	570	12	22,5	7/8	105	25	3	539	26,5	162,00	550	35	4	573	499	111	162,00	40,45	175,53	176	3	650	1000	500
475	15,5	655	29	600	12	22,5	7/8	105	25	3	582	28,6	178,84	575	40	4	600	525	112	174,84	44,09	189,54	190	3	675	1050	525
500	16	680	30	625	12	22,5	7/8	105	25	3	624	30,7	187,68	600	40	4	628	551	114	187,68	47,74	204,13	204	3	700	1100	550
550	16,5	740	33	675	14	26	1	120	28,5	3	723	39	214,97	—	40	5	682	603	116	214,97	55,33	233,43	234	3	750	—	—
600	17	790	33	725	16	26	1	120	28,5	3	813	42	243,28	—	40	5	736	655	119	243,28	63,52	264,46	265	3	800	—	—
650	18	840	33	775	18	26	1	120	28,5	3	916	43	276,60	—	40	5	791	707	122	276,60	73,47	301,08	301	3	850	—	—
700	19	900	33	830	18	26	1	120	28,5	3	1034	50	311,27	—	40	5	846	759	125	311,27	84,63	339,45	340	3	900	—	—
750	20	950	33	880	20	26	1	120	28,5	3	1148	53	347,96	—	40	5	897	812	127	347,96	94,40	379,44	380	3	950	—	—
800	21	1020	36	940	20	29,5	1 1/8	130	32	3	1297	68	387,10	—	45	5	949	866	129	387,10	104,64	421,98	422	3	1000	—	—
900	22,5	1120	36	1040	22	29,5	1 1/8	130	32	3	1567	74	472,81	—	45	5	1066	968	134	472,81	135,94	518,15	518	3	1100	—	—
1000	24	1220	36	1140	24	29,5	1 1/8	130	32	3	1872	96	560,00	—	45	5	1177	1074	140	560,00	168,47	616,21	616	3	1200	—	—

gegeneinander pressen und durch eine übergesteckte Schraubenmuffe zusammengezogen werden, oder durch sogenannte Ueberwurfmuttern, welche sich lose auf dem Ende der einen Röhre drehen, während sie sich über ein mit Schraubengewinde versehenes Ansatzstück des anderen Röhrenendes schieben. In die schwach konische Oeffnung dieses Ansatzstückes wird das entsprechend gebildete andere Rohrende bis zum dichten Schluss hineingepresst (Fig. 610—612).

Herstellungskosten der Röhren.

Für Abstechen einer Rohrflansche: ₰ $= 0{,}5\,D - 30$.

Für Abstechen und Ueberdrehen einer Rohrflansche: ₰ $= 0{,}46\,D - 10$.

Für Hobeln einer Rohrflansche: ₰ $= 0{,}82\,D - 5$, wenn D der lichte Rohrdurchmesser in mm ist.

Für die Bearbeitung von Hand (Hauen und Feilen) kann man rechnen: 0,0025 ₰ pro qmm bearbeitete Fläche.

Für gusseiserne Muffenröhren ist der Preis pro 1 kg = 18 ₰ und darunter.

Für gusseiserne Flanschenröhren pro 1 kg: ₰ $= \frac{15000}{D + 500}$ (D = Röhrendurchmesser in mm). Krümmer und andere Façonröhren kosten 15—40 % mehr. Schmiedeeiserne Röhren in den Weiten von 40—55 mm Durchmesser, mit Wandstärken von 2—3 mm kosten (nach v. Reiche) pro 1 kg: 180—190 ₰.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Cremer, Chr., Durchschnittspreise für Accordarbeiten in Maschinenfabriken. Leipzig 1880. Baumgärtner.

Grove, Otto, Formeln, Tabellen und Skizzen für das Entwerfen einfacher Maschinentheile. Hannover 1879. Schmorl & v. Seefeld.

Keller, C., Berechnung und Construction der Triebwerke. Heidelberg 1874. Fr. Bassermann.

Marin, G. A., Elemente der Maschinenlehre. 2. Auflage, durchgelesen und erweitert von R. Böck. Brünn 1876. Buschak & Irrgang.

Pinzger, L., Berechnung und Construction der Maschinenelemente. 1. Heft. Aachen 1877. Mayer.

Redtenbacher, F., Resultate für den Maschinenbau. 6. Aufl., herausgegeben mit Zusätzen und einem Anhang versehen von F. Grashof. München 1875. Bassermann.

Reiche, H. v., Die Maschinenfabrikation. 2. Aufl. Leipzig 1876. Felix.

Reuleaux, F., Der Constructeur. 3. Aufl. Braunschweig 1870—71. Vieweg & Sohn.

Weitzel, C. G., Unterrichtshefte für den Maschinenbau. Leipzig 1878—80. M. Schäfer.

Construction einfacher Maschinentheile, entworfen von Studirenden der Maschinenbauschule vom Polytechnicum zu Carlsruhe. 3 Hefte. Carlsruhe 1878—79. J. Veith.

II. Anlage der Transmissionen.

Zweck der **Transmissionen** ist, Kräfte von einer Kraftquelle (dem Motor) nach den Arbeitsmaschinen zu leiten. Die verschiedenartigen Zahnräder, die Seil- und Riemenleitungen und einige andere, unter „Bewegungsmechanismen" veranschaulichten Hilfsmittel dienen zur Uebertragung der Kraft von einer Welle zur anderen, zur Erzeugung von deren rotirender Bewegung. Die Wellenleitungen oder Wellenstränge leiten die Kraft in der Richtung ihrer Erstreckung fort, um sie alsdann an einzelnen oder vielen passenden Punkten durch obengenannte Uebergangselemente weiter zu geben. Die Wellenleitung, welche die gesammte Kraft des Motors empfängt und weiter leitet, heisst mit allem Zubehör, als den Maschinentheilen zur Stützung und Verbindung der Wellenstücke und den Elementen zur Kraftübertragung die **Haupttransmission**; von ihr werden theils die Arbeitsmaschinen angetrieben, theils wird die Kraft an andere Wellenstränge, die **Zwischen-** und **Nebentransmissionen** abgegeben.

Welcher Art die geometrische Lage der einzelnen Wellen sein kann, welche Dimensionen und welche Uebertragungsmittel in den einzelnen Fällen angewendet werden, ferner die Lagerung und Stützung der einzelnen Wellen durch einfache Lager wurde bereits im 1. Capitel dieses Bandes behandelt. Anschliessend hieran geben wir zunächst folgende weitere Notizen.

Wellen. Formeln und Tabellen über die bei uns gebräuchlichen Wellendimensionen siehe S. 20 und 21. Amerikanische Constructeure geben dafür ziemlich abweichende, geringere Dimensionen. Nach James B. Francis soll man nehmen:

für Schmiedeeisen $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot 100}$ erste (schwere) Wellen; $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot 50}$ zweite (leichte) Wellen;

„ Stahl $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot 62,5}$ „ „ „ ; $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot 31,25}$ „ „ „ ;

„ Gusseisen $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot 167}$ „ „ „ ; $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot 83,5}$ „ „ „ ;

woraus sich d in Zoll engl. (1 Zoll engl. = 25,4 mm) ergiebt.

Hiernach gilt folgende Tabelle für Wellen:

Wellendurchmesser		Uebertragene Pferdekräfte N bei n = 100 Umdrehungen					
		Erste Wellen			Zweite Wellen		
in Zollen engl.	in mm abgerundet	Schmiedeeisen	Stahl	Gusseisen	Schmiedeeisen	Stahl	Gusseisen
1	25	1	1,60	0,60	2	3,20	1,20
1,25	32	1,95	3,12	1,17	3,90	6,24	2,34
1,50	38	3,37	5,39	2,03	6,74	10,78	4,06
2	50	8	12,80	4,80	16	25,60	9,60
2,50	64	15,62	24,99	9,37	31,24	49,98	18,74
3	75	27	43,20	16,20	54	86,40	32,40
3,50	90	42,87	68,59	25,70	85,74	137,18	51,44
4	100	64	102,40	38,40	128	204,80	76,80
4,50	115	91,12	145,74	54,67	182,24	291,58	109,34
5	125	125	200	75	250	400	150
6	150	216	345,60	129,60	432	691,20	259,20
7	180	343	548,80	205,80	686	1097,60	411,60
8	200	512	819,20	307,20	1024	1638,40	614,40
9	230	729	1166,40	437,40	1458	2332,80	874,80
10	250	1000	1600	600	2000	3200	1200

Zur Ermittelung der Kraft, welche von irgend einer dieser Wellen bei anderer Geschwindigkeit sicher übertragen werden kann, multiplicirt man die in der Tabelle angegebene Kraft mit der Zahl der minutlichen Umdrehungen bei der neuen Geschwindigkeit und dividirt durch 100.

Tourenzahlen. Die günstigsten Umdrehungszahlen der Transmissionswellen sind nach amerikanischen Angaben folgende:

Wellen für schwere Metallbearbeitungsmaschinen	120—150	Umdrehungen pro Minute
Wellen für leichte Metallbearbeitungsmaschinen	130—200	" " "
Wellen für alle Holzbearbeitungsmaschinen	250—300	" " "
Wellen für Baumwoll- und Wollspinnereien	300—400	" " "

Lagerentfernungen. Bei Wellen von $d = 30$ 40 50 60 80 mm Dicke
sei die Entfernung der Lager voneinander $a = 2{,}20$ 2,50 2,80 3,10 3,60 m
Günstige Werthe für den Lagerabstand giebt folgende von Prof. H. Fischer aufgestellte allgemeine empirische Formel: $a = 400\sqrt{d}$ für Millimeter.

Nach amerikanischen Angaben sei
für Wellen von 25,4 mm (1 Zoll engl.) Durchmesser der grösste statthafte Abstand 3,74 m
für Wellen von 127 mm (5 Zoll engl.) Durchmesser der grösste statthafte Abstand 6,40 m
für Wellen von 254 mm (10 Zoll engl.) Durchmesser der grösste statthafte Abstand 8 m.

Lagerstühle haben den Zweck, einzelne oder mehrere Lager gleichzeitig in einer bestimmten Stellung gegen Gebäudetheile oder Maschinengestelle zu erhalten. Sie unterscheiden sich in der Art ihrer Ausführung je nach der Lage, Richtung und Zahl der gleichzeitig zu lagernden Wellen ausserordentlich.

1. Lagerstühle für einzelne Wellen. Dieselben werden für alle Arten von Lagern verwendet, wenn der Abstand des Wellenmittels von der Befestigungsstelle, Fussboden, Wand oder Decke für normale Lagerverhältnisse zu bedeutend ist.

Für einfache Stehlagerstühle (Bocklager) können Fig. 247—249 (S. 31) als Vorbild dienen; nur werden bei denselben, wenn sie höher sind, die Füsse getrennt und die beiden Streben zur Erhöhung ihrer Festigkeit durch einen Quersteg verbunden. Oben wird, um den Stuhl schmal zu halten, häufig ein Rumpflager aufgesetzt.

Fig. 613—614.

Der Wandlagerstuhl für ein Consollager (Fig. 613—614) ist nach oben und unten von symmetrischer Form und in durchbrochenem Hohlguss ausgeführt. Das Consollager ist an seiner Vorderfläche befestigt und der auf Abscherung wirkende Druck auf dessen Befestigungsschrauben durch einen in die Lagersohle und deren Gegenplatte eingelegten, seitlich leicht wegziehbaren Keil (Schlüssel) aufgehoben. An der Wandplatte angebrachte Mauerleisten erleichtern die Befestigung des Stuhles.

Wandlagerstuhl für ein Stirnlager (Fig. 645—646). Der Stuhl ist hier in Hohlguss hergestellt, einer zuerst speciell für den Werkzeugmaschinenbau angewendeten, jetzt im gesammten Maschinenbau angenommenen Gussform. Dem Consollagerstuhl ist ein Auge a angegossen zur Aufnahme eines Drehzapfens für den Ausrückhebel einer auf der Welle angebrachten Klauenkuppelung.

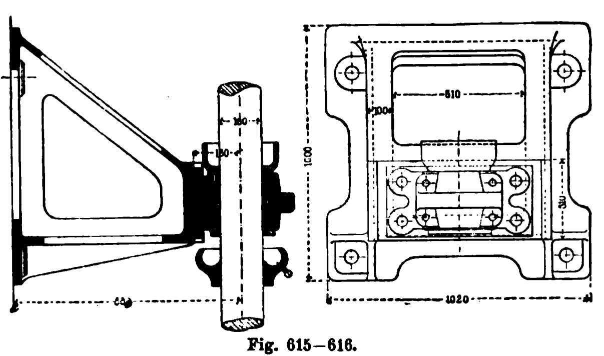


Fig. 615—616.

Der Wandlagerstuhl für ein Halslager (Fig. 615—616) ist in Rippenguss ausgeführt, die untere Begrenzung nahezu horizontal, die obere schräg nach unten geneigt. Das daran befestigte Halslager zeigt die einfache und zweckmässige Construction der Lagerschalen, sowie den darunter auf der Welle angebrachten Oelfänger.

Wandlagerstuhl für das Fusslager einer stehenden Welle (Fig. 617—619). Der in Rippenguss hergestellte Stuhl ist auf eine Holzunterlage aufgebracht und durch Steinschrauben befestigt, während das Fusslager durch einen untergelegten Keil (Schlüssel) und Schrauben am Stuhl gehalten wird.

2. Lagerstühle für zwei Wellen. Stehlagerstuhl für eine horizontale und eine darüberliegende verticale Welle (Fig. 620—622). Derselbe ist in T-förmigem Querschnitt ausgeführt, findet sich aber in ähnlicher Weise häufig mit U-förmigem Querschnitt oder in Hohlguss. Die Fussplatte ist an der einen Seite zur Aufnahme des gewöhnlichen Stehlagers für die horizontale Welle mit Arbeitsflächen, Nasen und Schraubenlöchern versehen. Der Bedingung der leichten Wegnahme der Lager von den Wellen ist bei dem Fusslager durch Untersetzen eines hinreichend

hohen Kastens genügt, der mit Arbeitsleisten versehen, genau in den Stuhl eingepasst und befestigt ist; nach seiner Wegnahme kann das Lager gesenkt und weggezogen werden.

Eine andere Lösung der Aufgabe, eine horizontale und eine darüberstehende verticale Welle zu lagern, ist in Fig. 623—626 dargestellt. Beide Lager sind hier an einem aus Hohlguss gebildeten Lagerkörper seitlich festgeschraubt. Der Bedingung der leichten Wegnahme der Lager beider Wellen ist ebenfalls genügt.

Fig. 620—622.

Fig. 617—619.

Fig. 623—626.

Fig. 627—629.

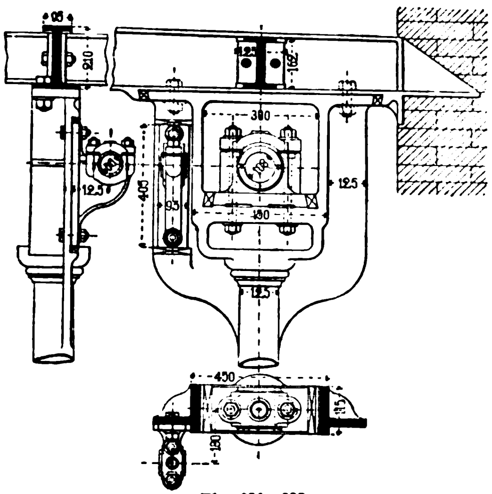


Fig. 630—632.

Der **Brückenlagerstuhl** für eine **verticale** und eine **horizontale** Welle (Fig. 627—629) findet sich öfters bei Turbinenanordnungen. Die verticale Welle kommt von unten her und giebt ihre Bewegung an die horizontale Welle ab. Das Kegelrad der verticalen Welle ist über das der horizontalen gelegt, um dem Ausheben der Turbine nicht hinderlich zu sein; damit und durch die Bedingung, dass die Unterstützung der Welle so nahe als möglich an den übertragenden Zahnrädern stattfinden soll, ist die Stellung des oberen Lagers bestimmt. Dasselbe ist ein Halslager, während für die horizontale Welle ein Stirnlager mit untergelegtem Schlüssel zur Verwendung kommt. Der Brückenlagerstuhl ist mit T-förmigem Querschnitt ausgeführt. Die hintere Rippe wird, wie aus der Ansichtsfigur des Lagerstuhles Fig. 627 zu ersehen ist, bei Wellen von geringem Gewicht nach der oberen punktirten Linie *a a*, bei schwer belasteten Wellen dagegen nach der unteren punktirten Linie *b b* ausgebildet.

Säulenlagerstuhl für **zwei** winkelrecht zu einander liegende **horizontale** Wellen (Fig. 630—632). Die Säule dient zur Stützung eines Hauptträgers. Ihr Kopf ist getheilt und trägt in dem Zwischenraum zwischen beiden Hälften ein normales Rumpflager, dessen untere Schraubenmuttern in einer Aussparung unter der Befestigungs-

platte liegen. An dem einen Gabelende des Kopfes ist ein gewöhnliches Consolrumpflager angeschraubt; in gleicher Weise könnte auch noch ein solches an dem anderen Gabelende angebracht werden.

Consollagerstuhl für zwei horizontale Wellen, eine seitliche, eine nach vorn gerichtete (Fig. 633—635). Die längs der Befestigungswand für den Stuhl laufende Welle hat eine ziemliche Entfernung von ersterer; dies und der Umstand, dass der Stuhl auch noch den Druck des vorderen Lagers auszuhalten hat, bedingt, dass derselbe ziemlich kräftig gehalten ist; er wurde in Rippenguss ausgeführt und durch mehrere Rippen verstärkt.

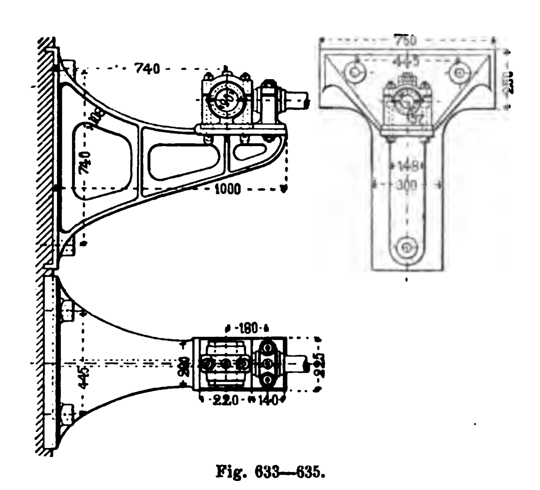


Fig. 633—635.

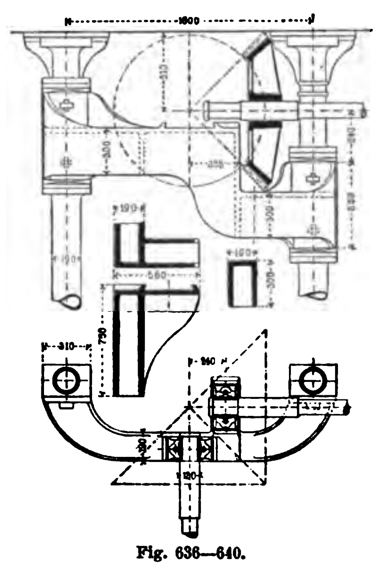
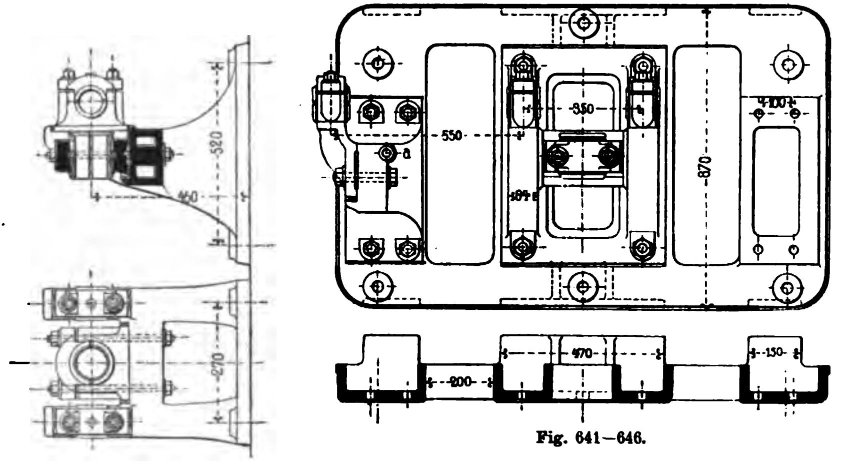
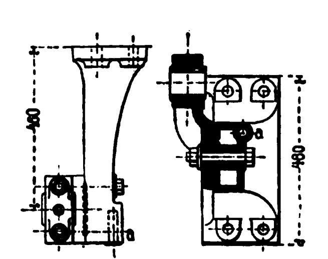


Fig. 636—640.

Lagerstuhl für zwei horizontale, rechtwinkelig sich schneidende Wellen (Fig. 636—640). Der Stuhl ist in Hohlguss hergestellt und behufs bequemer Anordnung des einen Kegelrades bajonnetartig gebogen. Er ist an zwei Säulen angebracht, ziemlich dicht unter der Decke des Arbeitssaales. Auf dem Lagerstuhl befindet sich ein normales Stehlager für die eine und ein Rumpflager für die andere Welle.

3. Lagerstühle für drei Wellen. Lagerstuhl für Consol- und Halslager (Fig. 641—646). Das Halslager für die stehende Welle sowohl als die zwei Consollager der horizontalen Wellen sind als Rumpflager ausgeführt und an dem in Hohlguss hergestellten Lagerstuhl befestigt. Derselbe besteht aus zwei von der gemeinsamen Befestigungsplatte ausgehenden Consolen, welche durch ein das Halslager tragendes Querstück verbunden sind.





Der gesammte Lagerstuhl ist auf einer grossen Wandplatte aufgeschraubt, welche gleichzeitig die Consolen für zwei Stirnlager trägt.

Fig. 641—646.

Dreifaches Hängelager (Fig. 647—650). Die niederragenden hohlen Arme tragen zunächst die beiden einander gleichen Lager der zugehörigen Welle oder für zwei in derselben Richtung liegende Wellenenden. Die Deckel jedes dieser Lager werden durch eine Schraube am Träger gehalten und durch Anziehen eines Keiles auf die Welle niedergezogen. Zwischen beiden Armen ist in entsprechende Vorsprünge das Lager für die rechtwinkelig zu jener liegende Welle eingesetzt und durch Schrauben und Querkeil befestigt. Die Deckelschrauben sind mit Querkeilen im Lagerkörper gehalten.

Lagerstuhl für drei verticale Wellen (Fig. 651—654). Dieser Lagerstuhl, einer mechanischen Weberei entnommen, dient erstlich zur Aufnahme je zweier Halslager für zwei von unten kommende Wellen, von welchen die eine von einer Turbine, die andere von einer Dampfmaschine in Umlauf gesetzt wird. Beide Wellen treiben durch Räderübersetzung eine zwischen ihnen stehende Königswelle, welche in einem mit dem Lagerstuhl zusammengegossenen Fusslager Stützung und durch zwei Halslager Halt findet. Der Lagerstuhl ist an der Wand befestigt, das Fusslager stützt sich gegen den Boden.

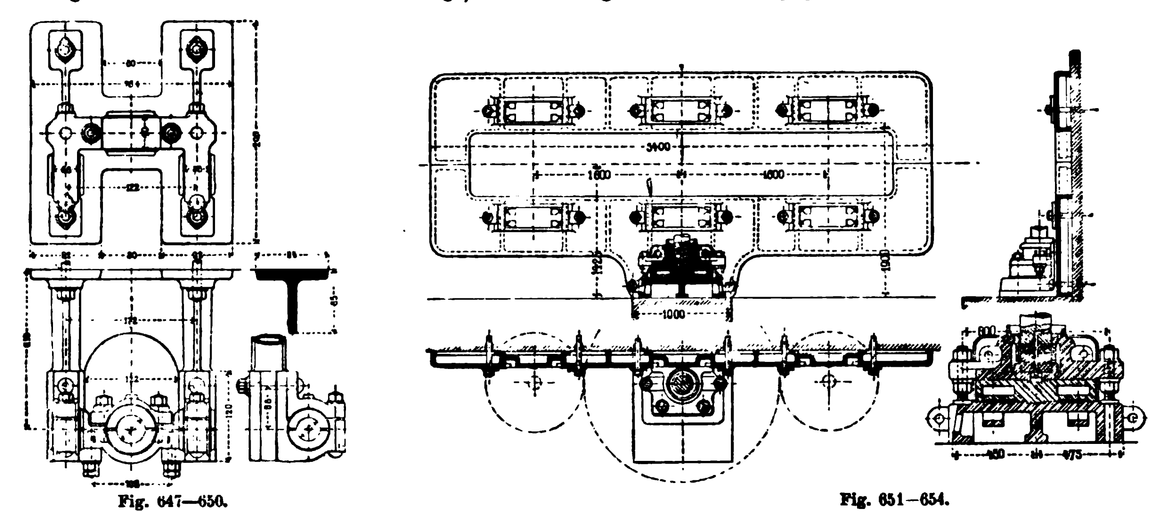


Fig. 647—650. Fig. 651—654.

Anordnung der Transmissionen. Die gebräuchlichste Anordnung der Transmissionswellen ist an den starken Aussenwänden der Arbeitsräume, dann auch, obgleich seltener, an den in jenen Räumen zur Stützung verwendeten Säulen. Die Haupttransmissionswellen legt man häufig tief, einestheils um zugleich die Kurbelwellen der Dampfmaschinen als erste Transmissionswellen benutzen zu können, anderntheils um diese schweren Wellen in einfachster und solidester Weise, nämlich durch Stehlager, welche auf niedere Steinfundamente oder Lagerstühle gesetzt sind, zu stützen. Oft liegt auch die Haupttransmissionswelle der örtlichen Verhältnisse halber unter den Arbeitsräumen und ist dann meist in einem gemauerten, überdeckten, aber leicht befahrbaren Canal eingeschlossen. Für feuergefährliche Fabrikationszweige sind die einzelnen Stockwerke gewöhnlich durch gewölbte, feuersichere Decken voneinander geschieden. Dort ist es Gebrauch, die Transmission, beispielsweise eine Königswelle, in einem feuersicheren, ummauerten Schacht laufen zu lassen, dahin auch die Lagerstühle für die abzweigenden Wellen zu legen und für letztere nur die unbedingt nothwendigen Oeffnungen in den Umfassungsmauern zu lassen.

Ausgeführte Transmissionsanlagen. Die Transmissionsanlage, welche auf Taf. 2, Bd. I wiedergegeben ist, wird gleichzeitig von einer Turbine, die 120 Umdrehungen pro Minute macht und 350 HP erzeugt, sowie von einer nebenan stehenden Dampfmaschine, welche 200 HP producirt, angetrieben. Zur Ermöglichung der In- und Ausserbetriebsetzung der Dampfmaschinentransmission während des Ganges, ferner zur Verhütung des Mitschleppens des einen Motors bei zu langsamem Gange desselben ist in die Dampfmaschinentransmission eine Riedinger'sche Motorenkuppelung eingefügt (vergl. Bd. I, Fig. 204—206).

Die Turbinenwelle T und die Königswelle A sind in einem gemeinsamen Lagerstuhl gehalten, der aus zwei Stücken b und c dargestellt und verschraubt ist, übrigens mit den entsprechenden Theilen des in Fig. 651—654 gegebenen Lagerstuhles viel Aehnlichkeit zeigt. Die von der Dampfmaschine angetriebene Hauptwelle B ist von einem Mauerkastenlager und zwei Wandlagerstühlen gehalten, welche zur grösseren Sicherheit durch zwei Säulen unterstützt sind (Fig. 1, 7 und 8). Von dem grösseren dieser Lagerstühle geht eine Nebentransmission J, senkrecht zur Welle B gerichtet, nach vorn. Weiter treibt ein konisches Rad der Königswelle A, auf welches die Kraft der Dampfmaschine übertragen wird, eine nach vorn gehende horizontale Welle C, ferner eine in der Richtung von B gelegene Welle E, welche wiederum einen Theil der Kraft an eine nach vorn gehende Nebentransmissionswelle F abgiebt, den Rest aber durch die Welle G nach unten auf die horizontale Welle H überträgt.

Im ersten und zweiten Stock ist die Anordnung der Lagerstühle für die Abzweigungen der horizontalen Wellenstränge von der Königswelle die gleiche wie im Parterre. Die Wellen M, K, R und P sind ebenso gelagert wie E; nur sind die Endlager (Fig. 1 links) einfacher, indem dieselben nur nach vorn gehende Wellen N und S zu tragen haben. Aus Fig. 5 erkennt man die Stützung der Wellen L und Q. Auch im dritten und vierten Stock sind die in den unteren Etagen verwendeten Hauptlagerstühle an der Königswelle beibehalten, obgleich nur noch je eine Wellenleitung U und V nach vorn abzweigt. Die

Stützung dieser Wellen kann wiederum durch Säulenconsollager oder, wie hier angedeutet, durch Hängelager erfolgen. Zur Ausrückung der Wellen innerhalb der Arbeitsräume dienen die aus Fig. 2 ersichtlichen Ausrückkuppelungen mit Riffelscheiben (von G. A. Biffar construirt, Bd. I, Fig. 196—198). Statt dieser können auch einfache Klauenkuppelungen zum Auslösen der einzelnen Wellen benutzt werden, wie dies in den niederen Stockwerken angenommen ist.

Transmissions-Anlage für Ritter, Rittmeyer & Co. in Görz (Bd. I, Taf. 6), ausgeführt von J. J. Rieter & Co. in Winterthur. Die Spinnereianlage verfügt über sechs Turbinen: *A* Turbine von 109 HP, mit 56 Umdrehungen pro Minute; *B* mit 178 HP bei 56 Touren, *G* und *H* mit 87 und 60 HP und endlich die Turbinen *O* und *P*; ferner über zwei Dampfmaschinen: *M* von 120 HP und eine zweite *X* (vergl. Fig. 10). Die beiden Turbinen *A* und *B* wirken gemeinschaftlich auf die mit 120 Touren umlaufende Haupttransmissionswelle *C*, welche durch Mauerkasten- und einfache Consollager vielfach gestützt ist (Fig. 1 und 2). Auf sie wird auch ein Theil der durch die Turbine *G* und die Dampfmaschine *M* erzeugten Kraft mittelst der mit 120 Touren umlaufenden, theilweise freiliegenden Haupttriebwelle *D* übertragen. Der übrige Theil dieser Kraft (80 HP) wird durch die Welle *F* (160 Umdrehungen pro Minute) nach der Kämmerei *K* fortgeleitet. Auf die Welle *C* überträgt ferner auch die Turbine *H* mittelst der Welle *E* (120 Touren) und Winkelräder ihre Kraft (vergl. Fig. 2 und 5). Die Turbinen *A* und *B* übertragen ferner einen Theil ihrer mechanischen Arbeit unter Stirnräderübersetzung auf die Seilscheibe U_1 (Fig. 1, 4, 10 und 11), von welcher aus sie durch Drahtseil nach der im Freien angeordneten Seilscheibe *U* (Fig. 6, 8, 10 und 11) fortgeleitet wird. Die verticale Welle *T* führt die Kraft weiter nach der im Souterrain gelegenen langen Leitung *R* (100 Umdrehungen), auf die zugleich mittelst Stirnradübersetzung die Dampfmaschine *X* einwirkt. Diese Welle ruht in einfachen Stehlagern auf untergebauten Steinpostamenten und ist in einem übermauerten Canal eingeschlossen (Fig. 6, 7 und 9). Endlich stehen auch mit dieser Wellenleitung die Turbinen *O* und *P* in Verbindung, welche zunächst mittelst Stirnräder die 90 Touren pro Minute machende Uebersetzungswelle *Q* in Umdrehung versetzen, von der weitere Stirnräder einen Theil der Kraft der 100 Touren machenden Welle *R* übertragen; der übrige Theil der Kraft wird mittelst einer verticalen Antriebswelle *S* (108 Touren) in die Säle der Baumwollspinnerei übergeführt.

Hanfseiltransmissions-Anlagen. Auf Taf. 3, Bd. I geben wir die Abbildung einiger ausgeführten Anlagen.

In der von der Maschinenfabrik Augsburg ausgeführten Anlage (Fig. 1 u. 2) erzeugen zwei Turbinen eine Kraft von 554 HP und übertragen sie durch konische Räder auf die in der Minute mit 100 Umdrehungen laufende Haupttransmissionswelle *C*. Diese setzt die mit eingedrehten Rillen versehene Hauptseilscheibe *D* in Umdrehung, welche ihrerseits nun mittelst zehn Seile nach links und mittelst sieben Seile nach rechts schräg aufwärts auf zwei Wellen *G* und *J* des Fabrikgebäudes die Bewegung weiterleitet. Diese Wellen geben die Kraft theilweise an die ihnen unterstehenden Arbeitsmaschinen ab, theilweise leiten sie sie mittelst Hanfseile nach parallel gelegenen Transmissionswellen. Die Seilscheiben der Wellen *G* führen sie nach beiden Richtungen weiter, nämlich durch vier Seile nach der Welle *H* und durch sechs Seile nach *F*. Von letzterer gehen vier Seile nach einer der grossen Entfernung wegen eingelegten Rolle und von dieser vier weitere nach der Transmissionswelle *E*. Von der Welle *J* aber gehen fünf Seile nach *K*, von dieser Welle vier Seile nach einer Zwischenrolle und von da endlich die gleiche Anzahl nach *L*. Der Raum für die Seiltransmission ist von den Arbeitssälen durch eine zwischengezogene Wand geschieden.

In der durch Fig. 5 und 6 gegebenen Disposition wird durch eine Dampfmaschine die Haupttransmissionsscheibe *R* in Bewegung gesetzt (75 Umdrehungen). Von dieser aus werden die Transmissionswellen *a, b, c, d, e* auf der einen und *h, i, k, l, n* auf der anderen Seite direct angetrieben; die näherliegenden Wellen *f* und *g* erhalten ihre Bewegung mittelbar, *f* von der Welle *d*, *g* von *e* aus. Die Welle *m* wird unter Vermittelung der Seilscheibe *k* angetrieben. Auch hier liegt die Seiltransmission in einem schmalen Raume, der sowohl von den Arbeitssälen als von dem Dampfmaschinenhause durch eingezogene Wandungen abgeschlossen ist.

Fig. 3 und 4 zeigen endlich in grösserem Masstabe eine kleinere Seiltransmissionsanordnung. Die von einer Zwillingsdampfmaschine angetriebene Hauptseilscheibe macht 50 Touren und übermittelt ihre erzeugte mechanische Arbeit — 300 HP — durch fünf Seile nach der linksliegenden und durch sechs Seile nach der rechtsgelegenen kleineren Scheibe. Fig. 7 giebt die Form der Rillen und die Durchmesser der verwendeten Seile, 51 mm.

Drahtseiltransmissions-Anlage von J. J. Rieter & Co., Winterthur (Taf. 4, Bd. I). Die Anlage wird durch ein Wasserrad angetrieben. Von demselben aus wird erst die Bewegung durch Stirn- und Winkelräder in dem Gebäude, an dem das Wasserrad gelegen ist, nach der Seilscheibe geleitet. Diese transmittirt die Kraft durch ein Drahtseil nach der Seilstation *G*; dort erfolgt durch zwei Kegelräder eine Richtungsänderung der Kraft, indem durch dieselben eine zweite Seilscheibe in Umdrehung gesetzt wird, die nun durch ein über sie laufendes Drahtseil die Seilscheibe *E* am nahestehenden Seilscheibengerüst in Umdrehung versetzt. Von dieser wird wieder mittelst zweier Kegelräder eine Scheibe *C* gedreht und über diese läuft nun endlich das nach dem eigentlichen Fabrikgebäude übertragende Seil, oben am Gerüst durch

zwei Scheiben *B* und *D* geführt, an der Fabrik durch die Seilscheibe *A* gehalten. Von hier aus führt eine verticale Welle die Kraft theilweise nach den unteren Stockwerken, während horizontale Transmissionswellen sie in den einzelnen Sälen vertheilen.

Der Seiltrieb vom Holzgerüst nach der Fabrik musste so hoch gelegt werden, einestheils, um über die zwischenliegenden Gebäude geführt zu werden, zum anderen Theil, weil zwischen letzteren eine Strasse sich hinzieht. Wegen dieser Strasse musste auch das Gitterwerk *HH* angebracht werden, um bei etwaigem Reissen des Seiles dasselbe am Herabfallen zu hindern.

Bei Turbinenanordnungen findet man häufig, zumal wenn mehrere Turbinen nebeneinander in einem Gebäude aufgestellt sind, diese durch ein gusseisernes, meist mit U-förmigem Querschnitt oder in Hohlguss ausgeführtes, endlich auch durch schmiedeeiserne I-förmige Träger gebildetes Rahmenwerk überbaut, auf welchem die Haupttransmissionswellen mit allem Zubehör gelagert sind.

Bei der auf Taf. 1, Bd. I abgebildeten Turbinenanlage, ausgeführt von der Maschinenfabrik Augsburg, liegen über den Turbinen zwei aus Hohlguss dargestellte Längsbalken, die durch sechs gusseiserne Träger gehalten werden und auf denen drei Lagerstühle für die oberen Zapfen der Turbinenwellen und die Haupttransmissionswelle befestigt sind, während auf eingezogenen Querträgern kleinere Lager zur weiteren Stützung jener Welle ihren Platz finden.

In der Turbinen-Anlage von J. J. Rieter in Winterthur, welche wir auf Taf. 5, Bd. I, darstellen, findet sich gleichfalls ein aus Hohlguss gebildetes Rahmenwerk, bestehend aus zwei continuirlichen Längsträgern, die durch untergebaute Fundamentmauern gehalten sind, und einer Anzahl Querträgern, von welchen ein Theil angegossen ist, während die auf der Mauerung liegenden eingeschoben und mit den Längsträgern durch Schrauben verbunden sind. Auf diesen Querträgern ruht die Haupttransmissionswelle, welche durch konische Räder die Kraft der drei Turbinen aufnimmt und durch Stirnräderübersetzung auf die schneller rotirende zweite Hauptwelle abgiebt.

Die Turbinenanlage von Bell & Co. in Kriens, Bd. I, Taf. 7, zeigt ein Balkenwerk aus gusseisernen Trägern, einen doppelten Längsträger und zwei doppelte Querträger, sämmtlich durch Säulen und das Umfassungsmauerwerk gestützt. Die Hauptquerträger halten die Lagerstühle für die Turbinenwellen a und a_1 und die Endzapfen der ersten Transmissionswellen b, b_1, während die Längsträger einige einfache Stehlager, dann aber den Stuhl für die Endzapfen der ersten und zweiten (c, d) Haupttransmissionswellen. Die Ableitung der Kraft geschieht symmetrisch nach zwei entgegengesetzten Seiten und wird die Bewegung an der einen Seite, wie die Zeichnung erkennen lässt, durch Stirnräder einer tieferliegenden Transmissionswelle e übertragen.

Schliesslich sei noch besonders hervorgehoben, dass die bedeutendsten Constructeure in neuerer Zeit wo nur immer möglich, bei der Anlage von Transmissionen die Anwendung von Zahnrädern zu umgehen suchen und dem **Riemen-** und **Seiltrieb** den Vorzug geben. Die Erfahrungen, welche mit Anlagen dieser Art gemacht worden sind, rechtfertigen dieses Bestreben in jeder Beziehung, umsomehr als neben der erprobten Dauerhaftigkeit guter Riemen und Seile die bedeutende Ersparniss bei den Anlagekosten, relativ geringer Kraftverlust, ruhiger Gang und erhöhte Sicherheit gegen Betriebsstörungen und Unglücksfälle gewiss zu Gunsten dieser Betriebsweise sprechen.

Bezüglich der Disposition und Berechnung der Riemen- und Seiltriebe verweisen wir auf die bez. Abschnitte Band I, S. 55—73, sowie auf die vorstehend besprochenen und verschiedene andere Tafeln in Band III, welche derartige ausgeführte und bewährte Anlagen zeigen.

III. Bewegungs-Mechanismen.

1. Räderwerke.

Die Räderwerke dienen im allgemeinen zur Uebertragung von Bewegung und ihre Gestalt ist von der Art der zu übertragenden Bewegung abhängig. Kreisrunde Räder benutzt man bei gleichförmig rotirender Bewegung; zu einer nach gewissen vorgeschriebenen Gesetzen veränderlichen Bewegung bedient man sich der unrunden Räder, deren Umfänge von solcher Beschaffenheit sind, dass die Räder im Eingriff bleiben und das Bewegungsgesetz beim Wälzen der Bewegungscurven aufeinander erfüllt wird.

Die Anwendung unrunder Räder soll wegen ihrer schwierigen Herstellung möglichst vermieden werden und auf unumgängliche Fälle beschränkt werden.

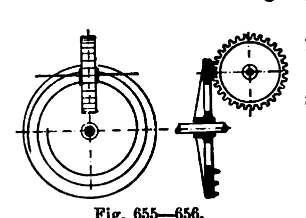


Fig. 655—656.

a. Das Spiralrad mit Zahnrad. Bei Zählapparaten und anderen Instrumenten zum Messen benutzt man die durch Fig. 655—656 dargestellte Construction. Die Uebersetzungszahl ist gleich der Anzahl der Zähne des Stirnrades, denn bei einer Umdrehung des Spiralrades geht das Zahnrad um eine Zahntheilung weiter. Als Bewegungs-Mechanismus für grössere Kräfte ist diese Anordnung nicht zu gebrauchen, weil die Reibung eines Zahnes an der ganzen Länge der Spirale überwunden werden muss.

Ein ebenfalls hierher gehöriger Mechanismus ist die **Schraube ohne Ende,** der compendiöseste Räder-Mechanismus für Uebersetzungen ins Langsame. Die Uebersetzungszahl ist, weil das Rad bei jeder Umdrehung der Schraube um einen Zahn weiter geht, gleich der Zähnezahl des Rades. Die Construction leidet an dem Uebelstande, dass durch Reibung viel Kraft verloren geht.

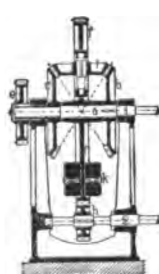


Fig. 657.

b. Differentialräder. 1. Mit Kegelrädern (Fig. 657). Dies Rädersystem wird bei den Spulenbänken (Differentialflyern) zur Fadenaufwickelung angewendet und ist ein Mechanismus, durch den Bewegungen addirt oder subtrahirt werden können. Die Einrichtung ist folgende: Auf der Welle *a* befindet sich, lose aufgesteckt, ein grosses Stirnrad *f*, welches mit dem Stirnrade *h* in Eingriff steht. Mit der Welle *a* ist das Kegelrad *b* festverbunden und überträgt die Bewegung der Kurbel 1 durch das Zwischenrad *i* auf das Kegelrad *c* und das Stirnrad *e*, welche beiden Räder miteinander verbunden sind. Das Rad *i* ist mittelst seiner Achse im Rade *f* gelagert; das Stück *k* dient nur zur Ausbalancirung. Dreht man nun die Kurbeln 1 und 2 in derselben Richtung und sind $n_e\ n_f\ n_b$ die Umdrehungszahlen der Räder *e, f, b,* so ist: $n_e = n_b + 2 n_f$. Wird eine der Kurbeln entgegengesetzt gedreht, so tritt die Umdrehungszahl des durch sie getriebenen Rades negativ auf.

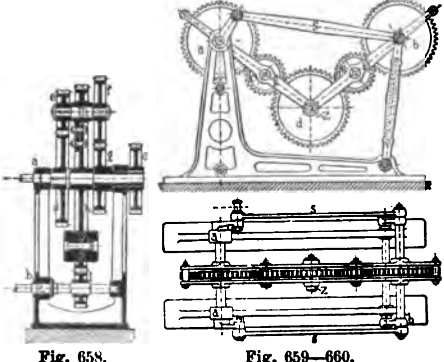


Fig. 658. Fig. 659—660.

2. Mit Stirnrädern (Fig. 658). Denselben Mechanismus mit Stirnrädern stellt Fig. 658 dar. Das Rad *d* sitzt auf der Welle *a* fest. Die Räder *h, g* und das mit *g* verbundene Rad *c* sind auf *a* frei drehbar. In dem Rade *h* sitzt wie vorhin die Achse *m* gelagert, auf welche die Räder *e* und *f* fest aufgekeilt sind. In das Rad *h* fasst das Rad *i,* welches durch die Welle 2 gedreht werden kann. Wenn nun mit $n_d\ n_e\ n_f\ n_g\ n_h$ die Umdrehungszahlen und durch *d, e, f, g, h* die Radien der Räder bezeichnet werden, so ist: $n_c = \frac{d}{e}\,\frac{f}{g}\,n_d + \left(\frac{d}{e}\,\frac{f}{g} - 1\right) n_h$, in dem Falle, dass die Wellen nach derselben Richtung gedreht werden.

c. Rädergehänge. Die durch Fig. 659—660 veranschaulichte Anordnung wird ebenfalls bei Spulenbänken angewendet und dient zur Bewegungsübertragung von einer festen Welle auf eine bewegliche, d. h. ihren Ort verändernde Welle. Es ist *a* die feste, *b* die bewegliche Welle. Wird die in *aa* gelagerte Kurbel gedreht, so wird durch die Schubstangen *ss* das Rad auf der Welle *b* gezwungen, eine hin- und hergehende Bewegung zu machen. Da es nun durch die Ver-

bindung mit den Schwingen $g\,g_1$, welche um z drehbar sind, mit den Zwischenrädern c, d, e in Eingriff gehalten wird, so wird auch trotz der Bewegung von b fortwährend die Bewegung auf die bewegliche Welle b übertragen.

d. Unrunde Räder. Ellipsenräder (Fig. 661). A und B sind zwei congruente elliptische Räder, deren Drehungsaxen C durch die Brennpunkte der Ellipsen gehen. Die Wirkung des Räderwerkes besteht darin, dass durch eine gleichförmige Bewegung der Kurbel eine periodisch wechselnde Bewegung der Achse des Rades B hervorgebracht wird. Nennt man m das Uebersetzungsverhältniss, wenn der grösste Radiusvector von A auf den kleinsten von B einwirkt, und sind a und b die beiden Hauptaxen, so ist:

$$\frac{b}{a} = \sqrt{1 - \left(\frac{m^{1/2} - 1}{m^{1/2} + 1}\right)^2}.$$

Für die Ausführung ist zu bemerken, dass die Abrundungen der Zahncurven mit $3/4$ der Theilung gemacht werden müssen, da die Krümmungshalbmesser der Räder an den Eingriffspunkten in jeder Lage übereinstimmen.

Fig. 662—668 stellen eine Anzahl **unrunder Räder** dar.

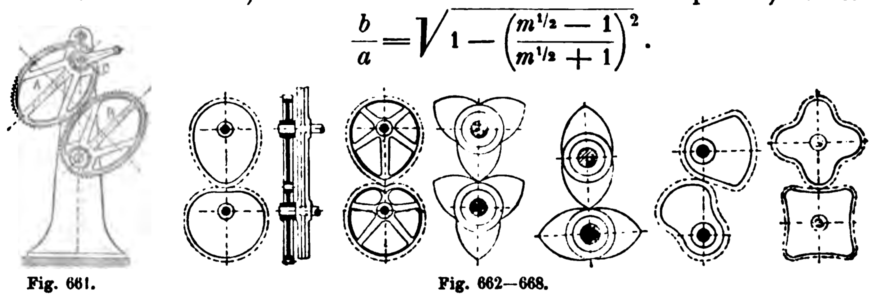


Fig. 661. Fig. 662—668.

Fig. 662—664 sind für abwechselnd beschleunigte und verzögerte Bewegung. Sie haben, wie aus den ungefähr ähnlichen Formen zu ersehen ist, auch entsprechend ähnliche Bewegungsgesetze. Mit ihnen verwandt sind die sogenannten **Herzräder** (Fig. 665 u. 666). Die Räder Fig. 667 übertragen eine gleichförmige Bewegung so lange, als die Radtheile miteinander in Eingriff sind, deren Theilrisse Kreise aus den Wellenmitteln sind. Ist das obere Rad das getriebene, so bekommt dasselbe dann, wenn die erwähnten Kreise aus den Wellenmitteln ausser Eingriff kommen, eine beschleunigte Bewegung, die ebenso wieder abnimmt.

Fig. 668 sind **viereckige unrunde Räder**; durch gleichförmige Bewegung des einen Rades resultirt während jeder Umdrehung ein viermaliger Wechsel in der Geschwindigkeit des anderen; dieselbe variirt in gleichen Zeiträumen zwischen gleichen Maxima und Minima.

Fig. 669 stellt ein **Doppelkammgetriebe** dar, welches von dem Amerikaner Smith zur Bewegung der Tische in Quarzstampfmühlen angewendet ist. Nach dem Anwachsen der Radien ergiebt sich zunächst eine Beschleunigung in der Bewegung: dann erfolgt ein momentaner Stillstand. Dieser Vorgang wiederholt sich auf der anderen Seite des Rades. $f\,f_1$ sind Federn, die einen Stoss aufheben und abschwächen sollen.

Fig. 669. Fig. 670.

Die **Spiralräder** (Fig. 670) sind von congruenter Form und dienen dazu, bei gleichförmiger Drehung des einen Rades auf der Welle des anderen eine sich beständig vergrössernde Geschwindigkeit hervorzubringen. An der in der Zeichnung Fig. 670 in Eingriff befindlichen Stelle, wo unmittelbar nacheinander Punkte grösster oder geringster Peripheriegeschwindigkeit in Eingriff kommen, sind zur Verhütung von Klemmungen die Lücken weit und die Zähne kräftig zu machen.

e. Räder aus Zahnsectoren. Solche Räder, die Fig. 671—672 zeigen, benutzt man, um die Bewegung einer Welle auf die andere mit gleichförmiger, doch plötzlich wechselnder Geschwindigkeit zu übertragen; in der zugehörigen Zeichnung ist dargestellt, wie drei Sectoren zu einer dreifach veränderlichen Geschwindigkeit benutzt sind.

f. Das Einzahnrad. An einer Scheibe b (Fig. 673—674) ist ein einzelner Zahn angebracht; an der Scheibe a befinden sich eine Anzahl Lücken. Ausserdem ist der Umfang des Rades sternförmig geschweift und zwar ist die Summe der Abstände des Bogens f von der Axe $a = f\,a$ und des Radius der Scheibe b gleich dem Abstand $a\,b$, sodass also der Bogen f mit dem Radius der Scheibe b beschrieben ist. Bei jeder Umdrehung der Scheibe b wird das Rad a um eine Theilung plötzlich weiter gerückt. Das Einzahnrad wird zu Zählwerken benutzt.

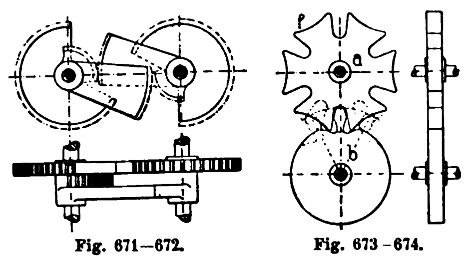


Fig. 671—672. Fig. 673—674.

2. Uebertragung der Bewegung durch Riemen und Ketten.

a. Die Expansionsrolle. Auf der zu betreibenden Welle sitzt eine Radnabe mit Armen ohne Kranz; der letztere besteht für sich aus sechs Segmenten $b\,b$ (Fig. 675—676), die mit Armen versehen sind, welche in eine Nuth der Nabenarme fassen und dort verschiebbar sind. Die Segmente sind mit der vor der Nabe sitzenden Scheibe s durch die Stangen a verbunden. Bei einer Drehung der Scheibe werden die Segmente

bewegt und die Vergrösserung oder Verkleinerung des Rollenhalbmessers bewirkt; durch das Anziehen der Schrauben c ist dann ein selbstthätiges Zurückgehen der Segmente zu verhindern. Die practische Verwendbarkeit der Expansionsrolle hört auf, sobald die Durchmesser zu verschieden sind, die Scheibe wird alsdann unrund.

Fig. 675—676. Fig. 677. Fig. 678.

b. Die Konusbewegung. Um einer Welle eine stetig wachsende ungleichförmige Bewegung mitzutheilen, bedient man sich des Mechanismus Fig. 677. a und b sind zwei hölzerne Kegel von congruenter Gestalt, jedoch verkehrt zueinander gelagert; über beide ist ein Riemen geschlungen, der durch eine Führung c verschoben werden kann. Das Stück c besteht aus einer Riemengabel und einer Mutter, die auf der Schraube d sitzt. Zwei Zahnräder übertragen die gleichförmige Bewegung des Kegels b auf die Schraubenspindel und bewirken ein beständiges Verschieben des Riemens.

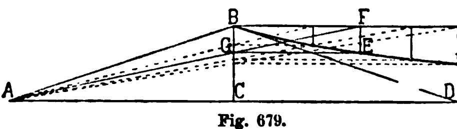
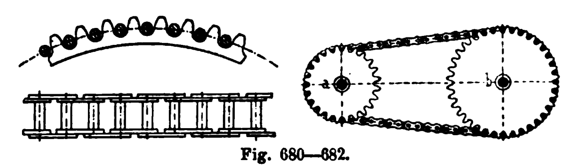


Fig. 679.

Soll der obere Kegel eine **gleichförmig beschleunigte, drehende Bewegung** erhalten, so sind die Begrenzungen der Kegel Curven (Fig. 678) und zwar sind dies gleichseitige Hyperbeln. Für den oberen Kegel ist die convexe, für den unteren die concave Seite zu nehmen.

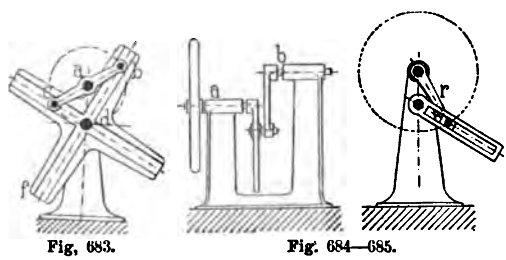
Die Construction beruht auf dem Satze, dass bei einer gleichseitigen Hyperbel die Subtangente an einen Punkt gleich der Abscisse des Punktes ist. Die Neigung der Tangente BD ist 1 : 9 (Fig. 679).*) Ist z. B. B ein Punkt der Hyperbel, so ist $BC = 1$; $CD \perp BC$ und gleich 9 zu machen. Man zieht dann $BF \perp BC$ macht $AC = CD$ und findet einen Punkt E, in dem man AF zieht und in G und F Senkrechte und Parallele zu CD construirt; der Schnitt ist E.


Fig. 680—682.

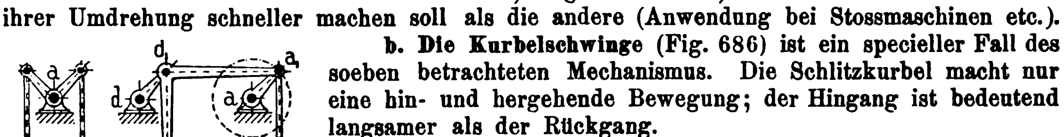
c. Bewegungsübertragung durch Ketten. Bewegungsübertragungen durch Ketten, durch Fig. 680—682 angedeutet, kommen nicht häufig vor, jedoch findet man sie bei den Wollkrempelmaschinen, wo es sich darum handelt, einer ganzen Anzahl Wellen mit Sicherheit dieselbe Geschwindigkeit zu ertheilen, in ausgedehntem Masse angewendet. Man benutzt dabei **Gelenkketten,** zu denen das Rad entsprechende Zähne besitzt.

3. Kurbelübersetzungen.

a. Die Kurbelschleife. Die Kurbelschleife entstand aus nebenstehendem Mechanismus; wie Fig. 683 erkennen lässt, ist ein Rinnenkranz auf der Welle d befindlich, in welchem die Rollen c und b, die auf die Zapfen zweier verbundener, einander gegenüberstehenden Kurbeln gesteckt sind, gleiten. Die Welle a ist d parallel und der Abstand cb nicht grösser als fd. Eine gleichförmige Drehung der Welle a hat auch eine ebensolche der Welle d zur Folge.


Fig. 683. Fig. 684—685.

Die **Kurbelschleife** (Fig. 684—685) besteht aus zwei parallelen Wellen a und b, die mit einer gewöhnlichen Kurbel und mit einer Schlitzkurbel, in welcher sich ein Gleitstück bewegen kann, versehen sind. Man kann diesen Mechanismus da anwenden, wo gefordert wird, dass eine Welle die eine Hälfte ihrer Umdrehung schneller machen soll als die andere (Anwendung bei Stossmaschinen etc.).


Fig. 686. Fig. 687. Fig. 688.

b. Die Kurbelschwinge (Fig. 686) ist ein specieller Fall des soeben betrachteten Mechanismus. Die Schlitzkurbel macht nur eine hin- und hergehende Bewegung; der Hingang ist bedeutend langsamer als der Rückgang.

c. Kurbeltransmissionen. Parallelen Wellen kann dadurch dieselbe Drehung mitgetheilt werden, dass man sie mit Kurbeln versieht, auf deren Kurbelzapfen man Schubstangen steckt, welche genau gleich der Axenentfernung sind.

*) In dem Holzschnitte Fig. 679 sind die Verhältnisse aus Rücksichten der Deutlichkeit wie 3 : 1 gewählt.

In Fig. 687 stecken auf den Wellen a und b je zwei Kurbeln unter 90°. Eine jede Bewegung von a bringt auch eine solche in b hervor. (Anwendung: Kuppelung der Locomotivachsen.)

In Fig. 688 sind vier Achsen durch vier Stangen verbunden und zwar ist $a_1 d_1 c_1$ ein steifer Winkelhebel. Dreht man a, so wird diese Bewegung allen drei Achsen mitgetheilt. Die Anordnung findet als Schützenaufzug bei den Turbinen Anwendung.

4. Hin- und Hergang (Geradführungen).

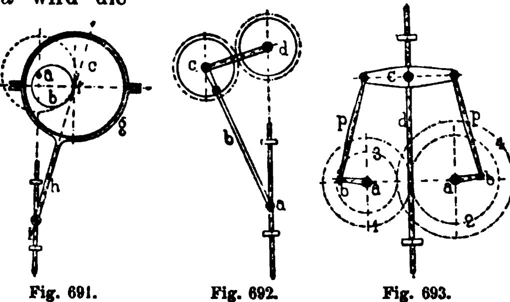
a. Die Sinus- und Sinus-versus-Bewegungen. 1. Mit Hilfe der Kurbel. Das Stück a (Fig. 689) ist eine bewegliche Gleitbahn, die in Stangen ausläuft und in e und d geführt wird. Wenn nun die Kurbel cb gedreht wird, so gleitet der Klotz b im Schlitze der Gleitbahn und schiebt die letztere in ihren Führungen auf und ab.

2. Mit Hilfe des Excenters. Da die Excenterbewegung eine maskirte Kurbelbewegung ist, so ist dieser Mechanismus im Grunde dem vorigen gleich. a (Fig. 690) ist die Welle, b das Excenter, um welches die in c und d geführte Schlinge greift. Bei Rechtsdrehung drückt das Excenter die Schlinge abwärts und hebt sie dann wieder. Die Reibung ist grösser als bei der vorigen Anordnung, doch hat man den Vortheil, dass die Welle durchgehen kann.

Fig. 689. Fig. 690.

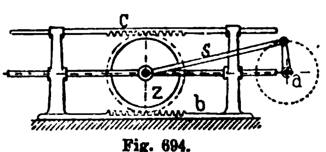
b. Excenter mit veränderlicher Excentricität. a (Fig. 691) ist eine Welle, die ein Excenter b trägt; um b ist die Scheibe c excentrisch drehbar, die ihrerseits wieder von dem Zaume g umschlossen ist, der in die Stange h ausläuft. Durch die Drehung der Welle a wird die Stange i auf- und abbewegt. Practisch ist der Mechanismus dann, wenn die Welle a nicht unterbrochen werden darf.

c. Das Planetenrad (von Watt). Eine Stange a, in zwei Führungen laufend, ist mit der Schubstange b verbunden; am anderen Ende befindet sich, wie in Fig. 692 angedeutet, ein Zahnrad c, das seine relative Lage gegen die Schubstange nicht ändern kann. Ein c gleiches, um die Axe d laufendes Zahnrad wird durch die Schiene h mit c in Eingriff erhalten. Bewegt sich a auf und ab, so muss sich Rad und Welle drehen und bei einem Hin- und Hergang zwei Umläufe machen.


Fig. 691. Fig. 692. Fig. 693.

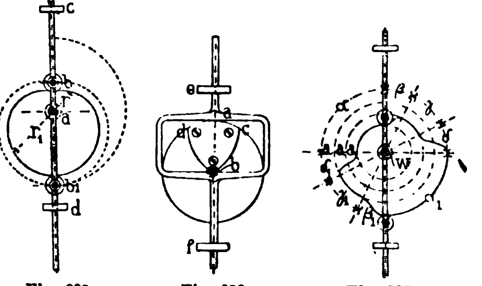
d. Geradführung mit zwei Kurbeln. Auf die in Fig. 693 skizzirten beiden Wellen a und b sind zwei gleich grosse Kurbeln in entgegengesetzter Richtung gesteckt, die mit dem Balancier c und der Stange d durch zwei Pleuelstangen p verbunden sind. Zwei gleiche Zahnräder (1 und 2) vermitteln die Bewegung der Wellen und verursachen ein Auf- und Abgehen des Balancier mit der Stange. Sind die Zahnräder nicht gleich (3 und 4, Fig. 693), so ist auch der Hub veränderlich und nimmt stetig von der doppelten Kurbellänge bis Null ab und darauf wieder zu. (Interferenz-Bewegung.)

e. Die Schubdoublirung (Fig. 694). Durch die Welle a wird eine Kurbel bewegt, die mittelst der Schubstange s ein Hin- und Hergehen des Zahnrades z bewirkt. Zwei Zahnstangen c und b sind mit z in Eingriff und zwar ist b fest, c in Führungen beweglich. Die Bewegung von c ist doppelt so gross als die Bewegung des Mittelpunktes von z. Anwendung findet der Mechanismus bei Druckerpressen.


Fig. 694.

f. Bewegung durch Herze. a (Fig. 695) ist eine mit einer herzförmigen Scheibe verbundene Welle. b ist eine Rolle, gegen welche das Herz bei der Drehung der Welle drückt und so die in Führungen cd gehaltene Stange hebt. Ist der Hingang gleich dem Rückgang, so befestigt man an der Stange noch eine Rolle b_1, alsdann muss jedoch die Summe der Radienvectoren constant gleich $r + r_1$ sein. Die Construction der Curve erfolgt auf dieselbe Weise wie die im Abschnitte „Mathematik“ Bd. IV gegebene Construction der Daumencurve. Die Begrenzung des Herzes ist eine Aequidistante, die eigentliche Curve geht durch die Wellenmittel der Rollen.

g. Das Bogendreieck. An der auf der Welle b sitzenden Scheibe ist ein Bogendreieck bcd befestigt, das sich um seine Spitze in b dreht und infolge dessen die in e und f geführte Stange bewegt, in deren Schlinge sich das Dreieck bewegt. Denkt man sich den Dreieckspunkt c in a befindlich, so findet von


Fig. 695. Fig. 696. Fig. 697.

0°— 60° Stillstand, 60°—180° Niedergang, 180°—240° Stillstand, 240°—360° Erhebung statt. Die Bogendreiecke finden Anwendung zur Bewegung der Schieber bei Dampfmaschinen.

h. Expansionsscheibe (Fig. 697). Die für einen Expansionsschieber nacheinander erforderlichen Wege können mittelst der Expansionsscheibe erzeugt werden, indem man deren Durchmesser um das erforderliche Stück wachsen lässt und die Uebergänge gut ausrundet.

5. Lenker.

a. Balancier und Gegenlenker. Lemniskoidenlenker (Fig. 698). Sind $O a_1$ und $O c_1$ zwei Hebel, die man durch eine Schiene $a_1 c_1$ verbindet, so giebt es einen Punkt b auf $a_1 c_1$, der bei der Bewegung eine gerade Linie beschreibt. Ist nun $O a_1$ und $\frac{a_1 b}{b c_1}$ gegeben, so kann man die Länge von $O c_1$ durch Construction finden. Der Punkt b bleibt in der Linie xy, die in ½ ad ⊥ zu $O a$ steht. Man kennt $a_1 b_1$ und $a_1 c_1$, kann also die Lage der Punkte c_1, c und c_2 aus der obersten, mittleren und unteren Lage des Excenters bestimmen. Wird dann ein Kreis construirt, der durch diese drei Punkte geht, dessen Radius $O c$ und dessen Mittelpunkt O ist, so ergiebt sich damit auch die Länge von $c\,O$. Die wahre Bewegung von b ist keine gerade Linie, die Abweichung fällt jedoch ganz unmerklich aus, wenn das Verbindungsstück gleich der Hälfte, der Balancier gleich dem 3fachen Kolbenhub ist.

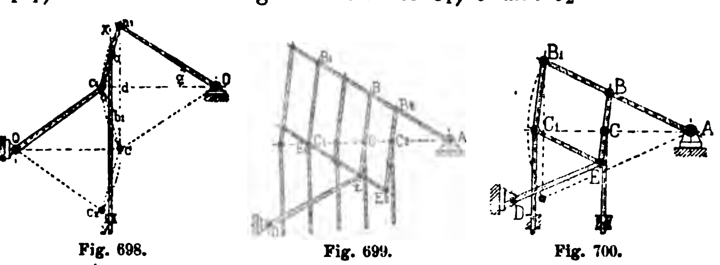


Fig. 698. Fig. 699. Fig. 700.

b. Watt's Parallelogramm. Ist $ABCED$ (Fig. 699) eine Hebelverbindung, die auf die vorhin erwähnte Art richtig construirt ist, so kann man durch E eine Parallelschiene zum Balancier legen ($E_1 E_2$); die Punkte E_1, E_2 mit B_1 und B_2 so verbinden, dass $B_1 E_1 \parallel B_2 E_2$ wird; alsdann sind $C_1 C_2$ Punkte, die C ähnlich geführt werden, also auch gerade Linien beschreiben. Für eine Balancier-Maschine nimmt man als Geradführung nur soviel Punkte C, als man ausser zum Betriebe des Kolbens für die Pumpen braucht, und erhält dann die Anordnung, wie sie Fig. 700 darstellt. An C_1 greift die Kolbenstange, an C die Luftpumpe an. Denselben Lenker hat Watt auch für Schiffsmaschinen angewendet.

Fig. 701.

c. Ellipsenlenker. Liegen A und P (Fig. 701) auf den Axen eines rechtwinkeligen Coordinatensystemes, dessen Durchschnittspunkt in C ist, so wird P gerade geführt, wenn man A mit P durch eine Schiene, O mit D durch eine Kurbel verbindet und den Punkt A durch eine Gleitbahn stützt (oder angenähert durch den Hebel AE führt). Gewöhnlich ist $AP = 2\,CD$.

d. Evan's angenäherter Ellipsenlenker (Fig. 702). Man führt den Punkt P ebenfalls gerade, wenn man folgende Annäherung benutzt. Die Geradführung in A (Fig. 701) ersetzt man durch einen flachen Kreisbogen aus E als Drehpunkt. Ferner kann man noch bei nicht zu grossen Ausschlägen die Ellipse durch einen flachen Kreisbogen ersetzen, zu welchem Zwecke die Schiene OD einzuschalten ist. Gewöhnlich ist $\sin \alpha = 1/3$, $\alpha = 19{,}5^0$.

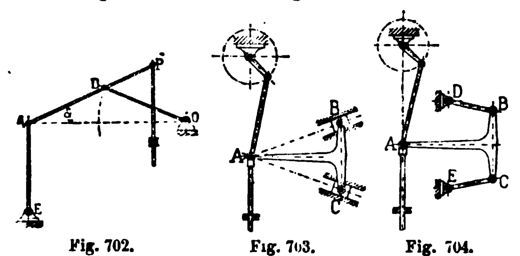


Fig. 702. Fig. 703. Fig. 704.

e. Der Dreieckslenker beruht auf folgendem Satze: Wenn man ein Dreieck so verschiebt, dass zwei Eckpunkte stets auf den Richtungen zweier Seiten bleiben, so beschreibt der dritte Eckpunkt eine gerade Linie. Ist ABC (Fig. 703) dieses Dreieck, so hat man nur B und C mit Gleitbahnen in der Richtung von AB und AC zu versehen, um den Punkt A gerade zu führen. Angenähert erhält man den Dreieckslenker, wenn man die Geradführung durch einen flachen Kreisbogen ersetzt (Fig. 704), in dem man die Schienen DB und EC anbringt.

f. Der Nehrlich'sche Lenker (Fig. 705). Um eine Stange S gerade zu führen, bringe man auf einem Hebel AB einen Zapfen P an, den man mit einem Gleitklotz und einer Schlinge P umgiebt. Stellt man dann die Verbindung BCP her, so erfolgt die Führung von S geradlinig. Die richtigen Verhältnisse der Hebel findet man wie folgt: Man zeichne den Hebel AB in seiner mittelsten und den beiden äussersten Lagen; sodann nehme man die Länge von BC beliebig an und beschreibe um BB_1 zwei Kreise. Man mache $FG = BC$ und ziehe durch G eine ⊥ zu AF. Man erhält dann die Punkte C und C_1. Errichtet man nun in C und C_1 Senkrechte zu CGC_1, so erhält man die Punkte P und P_1; die Verhältnisse sind also jetzt vollständig festgelegt.

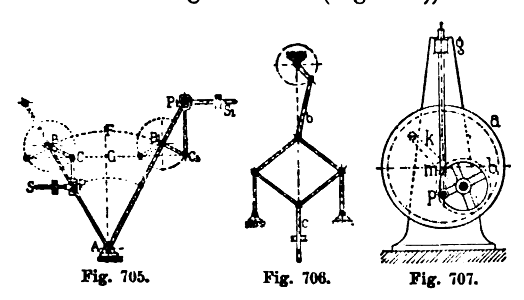


Fig. 705. Fig. 706. Fig. 707.

g. Die Geradführung mittelst des Gelenkrhombus (Fig. 706). Zwischen das Schubstangenende *b* und die Kolbenstange *c* ist ein Gelenkrhombus eingeschaltet, dessen beide anderen Endpunkte durch zwei Stangen gestützt werden.

h. Die Hypocykloiden-Geradführung (Fig. 707). Wenn ein Kreis in einem anderen rollt, dessen Durchmesser gleich dem Radius des anderen, so bildet die Hypocykloide eine gerade Linie. *a* (Fig. 707) ist ein fester Zahnkranz, in dem das Rad *b*, dessen Theilkreisdurchmesser die Hälfte von dem des grossen Rades ist, durch die Kurbel *k* um den Mittelpunkt *m* gedreht werden kann. Ein Punkt *p* auf dem Theilkreise liegend beschreibt dann eine gerade Linie und die Stange *gp* wird gerade geführt.

6. Kehrbewegungen.

a. Das Mangelrad (Fig. 708). Das Rädchen auf der Welle *a* wird gleichförmig gedreht und fasst dann in die schleifenförmige Verzahnung des geführten Stückes *AA*. In der Rinne *r* gleitet das Ende der Welle *a*. Wird nun das Rad gedreht, so schiebt sich *AA* fort. An der Krümmung dreht sich das Rad um *d* und kommt in die Lage a_1, während *AA* rückwärts geht.

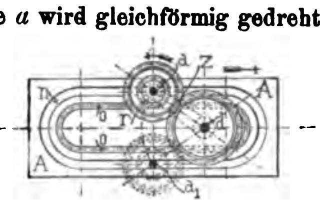


Fig. 708.

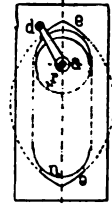


Fig. 709.

b. Das halbverzahnte Rad (Fig. 709) bewirkt dieselbe Bewegung. Um die Welle *a* dreht sich ein Rad, dessen Umfang zur Hälfte verzahnt, zur Hälfte glatt ist. Eine Schlinge ist um dieses Rad gelegt, deren Krümmung genau gleich dem Theilkreise des Rades ist. Die geraden Theile der Schlinge sind verzahnt und zwar ist deren Länge gleich dem halben Umfang des Zahnrades. Wenn die Zähne des Rades diejenigen der einen Seite der Verzahnung verlassen, darf der Eingriff in die der anderen Seite noch nicht begonnen haben. Da die Welle *a* festgelagert ist, so macht auf diese Weise der verzahnte Rahmen eine auf- und abwärtsgehende Bewegung. Damit derselbe jedoch auch richtig geführt wird, falls das Rad nicht im Eingriff, so fasst hinter die Ansätze *ee* ein Taster, der an der Kurbel *d* befestigt ist, und bewirkt die Führung. Man kann diesen Mechanismus auch so einrichten, dass er eine schwingende Bewegnng macht; dann verfährt man, wie in Fig. 710 skizzirt. Man gestaltet den Rahmen zu einem Kreisbogen und giebt demselben einen Drehpunkt *O*, verfährt aber sonst wie vorhin.

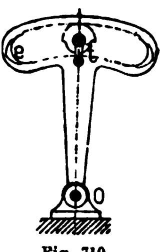


Fig. 710.

c. Halbverzahnte Kegelräder (Fig. 711). Die Welle *a* wird gleichförmig gedreht und überträgt mittelst eines halbverzahnten Kegelrades ihre Bewegung abwechselnd auf das Rad *b* oder *c*, die ebenfalls zur Hälfte glatt sind. Die Bewegung der Welle *d* wird dadurch eine hin- und hergehende. Auch hier darf der Eingriff des einen Rades nicht früher beginnen, als bis der des anderen aufgehört hat; zur Sicherung der Bewegung ist deshalb auch eine besondere Vorrichtung anzubringen.

d. Mangelräder mit Triebstock und mit doppelter Verzahnung (Fig. 712—713). Diese beiden Mechanismen sind sich im Princip vollständig gleich, und zwar bestehen dieselben aus dem um *a* drehbaren Rade, welches in Fig. 712 einen Ring mit Triebstöcken oder in Fig. 713 einen solchen mit Verzahnung trägt. Ein Rad *b* greift in die Triebstöcke bez. Zähne des anderen ein und bewegt dasselbe. Die Welle von *b* ist entweder in einer Schaukel gelagert oder mit Hooke'schem Gelenk versehen. Sobald nun das Stück *c* an die Welle von *b* kommt, wird diese herabgedrückt und unterhalb des Ringes geführt, wodurch bei derselben Drehung von *b* eine Umkehrung von *a* eintritt. Bei dem verzahnten Ringe ist die Geschwindigkeit wegen der Veränderung der Halbmesser verschieden. Aehnliche hierher gehörende Umkehrungen und Drehbewegungen werden noch bei den Auskehrungen betrachtet werden.

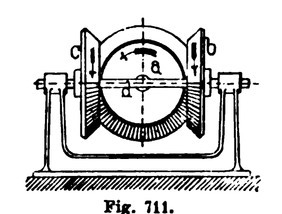


Fig. 711.

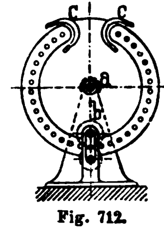


Fig. 712.

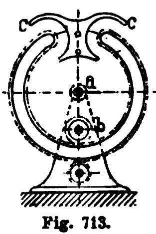


Fig. 713.

7. Schaltungen.

a. Schaltung mit Verzahnung (Fig. 714) zeigt die Schaltung eines beliebigen Körpers *ab* (Zahnstange, Rad etc.) für eine ruckweise Bewegung; *c* ist der Sperrhaken oder Sperrkegel und *d* der Schalthaken. *d* ist an einem Hebel befestigt, bei dessen Drehung der Zahn auf der Theilung schleift und

wenn der Weg des Hakens grösser ist als eine Theilung, beim Rückgange in die erstere fasst und das Stück *ab* fortschiebt. Soll die Schaltung weniger als eine Theilung, vielleicht die Hälfte derselben betragen, so wendet man doppelte Sperrkegel und Sperrhaken an (Fig. 715); c_1 und d_1 stehen auf $^1/_2$ der Theilung, fallen also ein, nachdem sich *ab* um soviel verschoben. Fig. 716 zeigt dieselbe Anordnung an einem Rade. Auch sind die beiden kleineren Sperrkegel an den Seiten vorhanden, um ein Rückwärtsgehen des Rades zu hindern. Eine Schaltung mit verstellbarem Hub, wie sie bei Hobelmaschinen etc. vorkommt, zeigt Fig. 717. Auf der Drehungsachse *a* sitzt eine Schlitzkurbel, mit deren Hilfe man durch eine Schraube das Ende der Schubstange *s* verstellen kann.

Fig. 714—715.

b. Continuirliche Schaltungen erhält man durch Anwendung des Mechanismus (Fig. 718). Der Sperrkegel ist zum Schieben, der Sperrhaken zum Nachziehen des Rades oder der Stange eingerichtet. Dies wird durch Hin- und Herdrehung des Hebels *g* um *c* bewirkt. Bei Drehung um *c* nach der rechten Seite schiebt *c* in der Richtung des Pfeiles, während *d* bei der Rückwärtsbewegung des Hebels *g* die Stange *ab* ebenfalls nach links zieht.

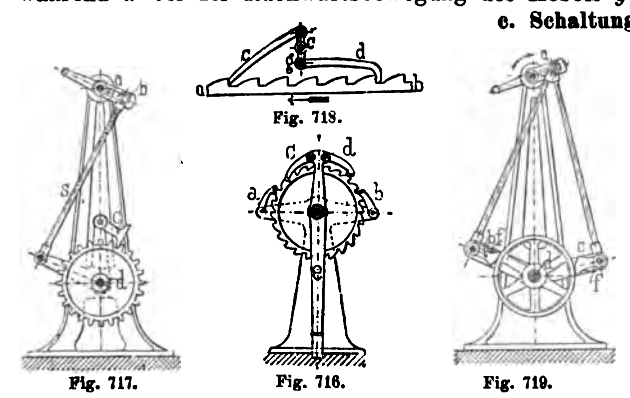


Fig. 717. Fig. 718. Fig. 716. Fig. 719.

c. Schaltung mit Frictions-Sperrkegeln. Beliebig lange Strecken kann man mittelst der Frictions-Sperrkegel schalten. Rad und Sperrkegel sind glatt; letzterer wird, um des sicheren Angriffs gewiss zu sein, durch eine Feder angepresst. Die Bewegung erfolgt, sobald die Mittellinie des Kegels innerhalb des Reibungskegels liegt. Continuirlich wird die Schaltung durch die Anordnung, welche in Fig. 719 dargestellt ist. Die Einrichtung ist nun die folgende: Auf der Achse *a* sitzt eine gewöhnliche und eine Schlitzkurbel. Erstere dient zum Drehen, letztere zum Verstellen des Hubes der unten befindlichen Sperrkegel *b* und *c*. Diese fassen am Umfang des glatten Rades, welches auf der Welle *d* sitzt, an. Da nun bei jeder Drehung *b* herauf- und *c* heruntergeht, und zwar in entgegengesetzter Richtung, so werden die Reibungssperrkegel, die durch Federn *f* an das Rad gepresst werden, das letztere in derselben Richtung herumdrehen und so eine continuirliche Schaltung bewirken.

8. Parallelführungen.

Wenn ein Körper so geführt wird, dass alle seine Lagen parallel der Anfangslage sind, so nennt man den Mechanismus, mittelst dessen diese Bewegung ausgeführt wird, Parallelführung. Plattenförmige Körper, deren Bewegung in ihrer Ebene erfolgen soll, sind in zwei Punkten zu führen; bei der Bewegung senkrecht zur Ebene muss aber die Führung in drei Punkten erfolgen.

a. Das Parallellineal (Fig. 720). An den beiden gleich langen, im Abstande *c* befindlichen Kurbeln *a* und *b* befindet sich die Schiene *c*, deren Lagen beim Bewegen der Hebel immer parallel sind. Die Anordnung ist bekannt und wird häufig angewendet.

Fig. 720.

b. Die Parallelbewegung mit Schnüren (Fig. 721). Ein Körper soll parallel bewegt werden; zu dem Ende sind daran die Rollen *efgh* angebracht, über welche die gespannten Schnüre *aehd* und *cgfb* gelegt sind. Werden die Schnüre bewegt, so muss sich das Lineal parallel bewegen, da sowohl jede Rechts- als Linksbewegung verhindert wird. Der Mechanismus findet in der Spinnerei beim Selfactor Anwendung, wo er zum Ausziehen des Wagens dient; statt der Rollen *egfh* hat man dort Schnecken.

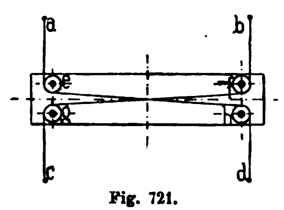


Fig. 721.

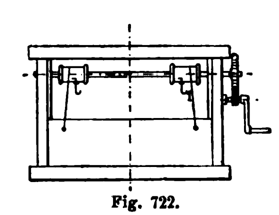


Fig. 722.

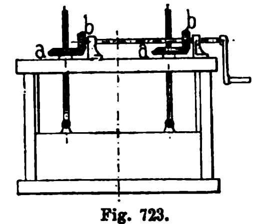


Fig. 723.

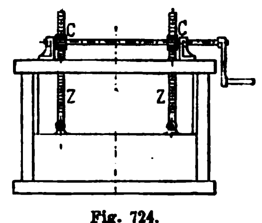


Fig. 724.

c. Die Schützenaufzüge. Die Schützen sind plattenförmige Körper, die in ihrer Ebene geführt mnach an zwei Punkten aufgehängt werden.

In Fig. 722 wird das Aufwinden durch Trommel und Kette bewirkt.

Um den Aufzug Fig. 723 zu bewirken, hat man die Schraubenmuttern *aa* zu konischen Rädern umgestaltet und bewegt sie durch Triebe *bb*. Damit die Axe von *bb* diejenige der Schrauben nicht schneidet, ist die Verzahnung hyperbolisch zu machen.

Einen Schützenaufzug mit Zahnstangen *zz* stellt Fig. 724 dar. In die Zähne von *zz* greifen die Triebe *cc*; die Stange läuft hinter *cc* in einer Rollenführung.

d. Die Bohrmechanismen zum Bohren von Cylindern bestehen im allgemeinen aus einer starken Spindel, über die der Bohrkopf mittelst Schrauben fortbewegt wird, im Falle derselbe gedreht wird.

In Fig. 725 ist *a* die Spindel, *b* der Bohrkopf und $c\,c_1$ ein mit *a* verbundener Theil, welcher die Schrauben *S* enthält. Wird das Rädervorgelege in Drehung versetzt, so drehen sich die Schrauben entgegengesetzt und ziehen den Bohrkopf nach rechts.

Fig. 725.

Fig. 726.

In Fig. 726 ist die Spindel hohl und birgt die Schraube, deren Mutter an Führungen gleitet und die in dem Bohrkopfe befestigt ist. Die Spindel dreht sich unabhängig von der Räderübersetzung, welche den Bohrkopf hin- und herschiebt.

9. Riemenführung, Abstellung und Einkehrung.

a. Continuirliche Riemenführung. Um einen Riemen continuirlich hin und her zu bewegen, wie dies z. B. bei den Expansionsriemenkegeln (Fig. 677 u. 678) der Fall ist, bedient man sich des nebenstehenden Mechanismus (Fig. 727 u. 728). Der Riemenführer *r* besteht aus einer Gabel, einer Hülse, die über einer Stange gleitet, und einem beweglichen Stück *s*, welches ein Theil einer Mutter ist. Auf der Schraubenspindel *S* ist ein flaches rechtes und ein linkes Gewinde eingeschnitten. Der Theil *s* muss nun so gross sein, dass er in den Gängen gleiten kann, ohne die Führung zu verlieren, ist mithin etwas länger als die Lücke *ab* zu machen. Kommt *s* nun an das Ende der Schraube, vielleicht aus dem rechtsgängigen Gewinde, so wird es selbstthätig in das linke hinübergedrängt, indem es sich um einen Zapfen der Riemengabel dreht, und der Riemen wird wieder aufwärts geleitet.

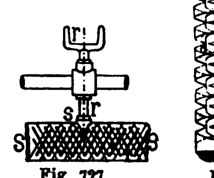


Fig. 727.

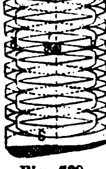


Fig. 728.

Unter den sogen. Auskehrungen und Einkehrungen, welches Vorrichtungen zum Ab- und Einstellen von Maschinenbestandtheilen sind, kommen auch manche vor, welche mit Mechanismen verbunden sind, die eine Drehung in die entgegengesetzt gerichtete verwandeln.

b. Die Leerrolle dient dazu, eine Welle ausser Betrieb zu setzen. *a* (Fig. 729) ist die Betriebswelle, *b* die getriebene Welle, die Scheibe rechts ist auf *b* festgekeilt und die links davon befindliche lose; leitet man den Riemen durch die Gabel auf letztere, so steht *b* still, da keine Mitnahme der Welle erfolgen kann.

c. Auskehrung mit drei Rollen (Fig. 730). Auf der Welle *w* sitzen drei Rollen *a*, *b*, *c*. *b* ist die Losscheibe, *c* sitzt auf *w* fest. Beim Antrieb von *c* laufen die Räder *f*, *e*, *d* zwecklos mit herum. Leitet man den Riemen auf die Rolle *a*, die mit dem Zahnrade *d* verbunden ist und auch lose auf der Welle sitzt, so wird *w* durch das Zwischenrad *e* und das auf *w* festgekeilte Zahnrad entgegengesetzt, aber mit derselben Geschwindigkeit umgetrieben. Die Riemenscheiben haben also in beiden Fällen gleiche Geschwindigkeit.

Fig. 729.

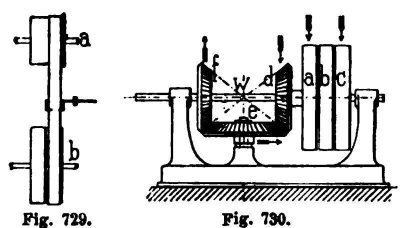


Fig. 730.

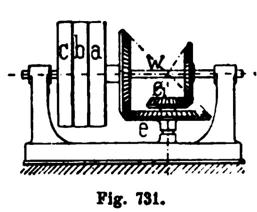


Fig. 731.

In Fig. 731 ist dieselbe Anordnung dargestellt, nur mit der Abänderung, dass statt des Rades *e* ein doppeltes Rad $e\,e_1$ eingeschaltet ist. Infolge dessen ist die Geschwindigkeit der Welle *w* grösser, wenn der Riemen auf *c* läuft, als wenn er *a* umtreibt.

d. Eine Abstellung mit drei Rollen, aber mit **Stirnrädern** zeigt Fig. 732. Die Riemenscheibe *c* ist auf der Welle *w* festgekeilt und treibt dieselbe direct. *b* ist die Losscheibe, und die Scheibe *a* mit Innenverzahnung sitzt ebenfalls lose auf *w*. Wird der Riemen auf *a* geleitet, so überträgt *a* die Bewegung auf das Zwischenrad *f* und dieses greift in *e* ein, welches auf der Welle *w* befestigt ist. Die Drehung von *w* erfolgt in entgegengesetzter Richtung und mit einer grösseren Geschwindigkeit, die dem Verhältnisse der Halbmesser der Zahnräder entspricht.

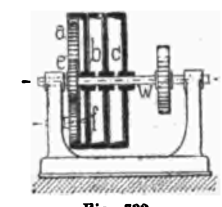


Fig. 732.

e. Abstellung mit Zwischenrad (Fig. 733). Die Welle, auf welcher das Rad b sitzt, wird mit Hilfe des Zwischenrades c bewegt. c ist durch einen schwingenden Hebel um das Wellenmittel von a zu drehen und mit b ausser Eingriff zu setzen. d_1 kommt dann in die Lage d_2.

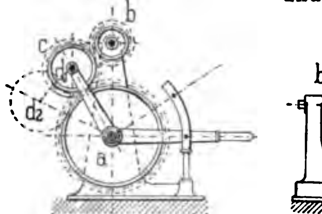


Fig. 733. Fig. 734.

f. Auskehrung mittelst Schraube (Fig. 734). w ist die treibende Welle, b ein Zahnrad, welches die Bewegung überträgt und dessen Nabe in einer Schraube c endigt. b ist nun zwar auf w festgekeilt, doch in einer Keilnuth um die Zahnbreite verschieblich. Der mit a bezeichnete Theil besteht aus einem Sechskant, in welches die erwähnte Schraube c tritt. Die Mutter und das Stück d sind fest verbunden und, da d gegen einen Wellenvorsprung tritt, drehbar und in der Axenrichtung nicht verschieblich. Beim Stillstande des Rades b kann durch Drehen der Mutter a das erstere verschoben und ausser Eingriff gebracht werden; während der Bewegung ist die Auslösung nicht zu bewirken.

g. Auskehrung mit Frictionskuppelung. Diese Anordnung, in Fig. 735 dargestellt, erlaubt, die Welle w während des Ganges der Scheibe b ausser Betrieb zu setzen. b ist eine Losscheibe und kann durch die längs der Welle w auf einem langen Keil gleitende Frictionskuppelung eingeschaltet werden. Ein Hebel, der in a seinen Drehpunkt hat und dessen einer Endpunkt d mittelst Schraube und Handrad hin- und herbewegt werden kann, besorgt das Ein- und Ausrücken der Kuppelung c.

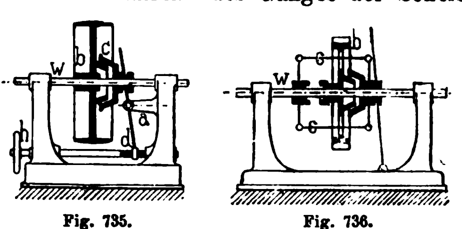


Fig. 735. Fig. 736.

h. Auskehrung mit Frictions- und Klauenkuppelung. Um eine Welle w fest mit dem Rade b zu kuppeln und doch nicht die Bewegung plötzlich und mit Stoss auf die ruhende Welle w zu übertragen, hat man, wie Fig. 736 zeigt, Klauen- und Frictionskuppelungen angewendet. Beide Kuppelungen sind durch zwei Stangen ss miteinander verbunden. Die Einrichtung ist derart, dass die Drehung der Stangen ss unabhängig von der Mitnahme der Kuppelungen erfolgen kann. Man setzt nun die Welle in Gang durch Anpressen des Frictionskegels, indem der Hebel nach links bewegt wird. Hat w dieselbe Geschwindigkeit wie b, so rückt man die Klauenkuppelung mit Leichtigkeit durch Zurückschlagen des Hebels ein und verbindet Welle und Rad so, dass kein Gleiten eintreten kann, ohne dass ein Druck in der Axenrichtung wirkt.

i. Aus- und Einkehrung mit Klaue und Bremsband (Fig. 737). Die Bewegung der Welle a soll auf die Welle b übertragen werden (in der Figur ist die Welle a irrthümlich durchgehend gezeichnet); zu dem Ende sind auf a und b zwei Scheiben c und d, die durch die Reibung eines Bremsbandes e verbunden werden, und zwar ist c auf b fest, d auf a jedoch nicht festgekeilt. Drückt man jetzt den Hebel nach der linken Seite, sodass die Klaue zum Eingriff kommt, so erfolgt mittelst der Reibung des Bremsbandes e auf c und d die Mitnahme von b.

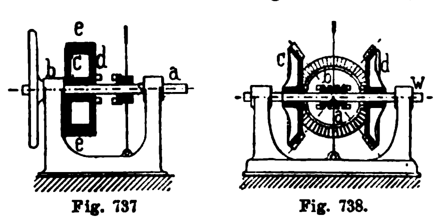


Fig. 737 Fig. 738.

k. Ein- und Auskehrung mit Kuppelungen. Von der Welle w (Fig. 738) soll die Bewegung nach Belieben auf die Welle des Rades b übertragen werden, und zwar soll der Drehsinn sowohl rechts als links sein können. Zu dem Ende sind die Zahnräder d und c lose auf die Welle w gesteckt und eine Klauenkuppelung oder Frictionskuppelung a ist auf w verschiebbar. Jenachdem man nun d, c oder keins der Räder kuppelt, läuft die Welle von b rechtsum, linksum oder steht still.

l. Abstellung mit Bremse und Differentialräderwerk (Fig. 739). Auf der Welle w sitzt ein beständig bewegtes Kegelrad a, während b auf ein anderes Stirnrad die Bewegung von w übertragen soll. Mit b fest verbunden ist das Rad e, die beide auf w lose sitzen. Gleichzeitig in a und e fassen die Kegelräder c und d, die auf kleinen Achsen sitzen, welche in der ebenfalls nicht festgekeilten Bremsscheibe f gelagert sind. Zieht man nun das Bremsband an und stellt f fest, so dienen c und d als Zwischenräder und versetzen e und das mit ihm verbundene Stirnrad b in Rotation. Lässt man das Bremsband schleifen, so bleiben b und e infolge des Widerstandes der Maschine stehen, während c, d und f durch a getrieben um e zwecklos rollen.

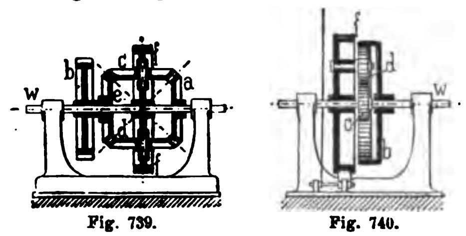


Fig. 739. Fig. 740.

m. Dieser Auskehrung verwandt ist diejenige mit **Planetenrad** (Fig. 740). Die getriebene Welle ist mit w bezeichnet, auf der nur das Rad c festgekeilt ist. Dieses greift in das innerhalb der Bremsscheibe f gelagerte Zwischenrad d, welches mit der Innenverzahnung von b im Eingriff ist. Sobald f gehalten wird, wirkt d als Zwischenrad; bei Lösung des Bremsbandes rollt f mit d um c in b, ohne dasselbe zu bewegen.

10. Mechanismen der rotirenden Dampfmaschinen.

Wenngleich auch bis zum heutigen Tage das Problem der rotirenden Dampfmaschine noch ungelöst ist und zu keinem befriedigenden Erfolge geführt hat, so ist doch in manchen Specialfällen (meistens wohl nur bei Pumpen) ein Fortschritt nicht zu leugnen. Folgende Kapselwerke sind bemerkenswerth.

a. **Lamb's Dampfmaschine** (Fig. 741). Dieselbe besteht aus einem Gehäuse a mit dem Stege s und dem Cylinder c. Ein cylindrischer Ring z umfasst den Steg s und liegt an der inneren Wandung von a an. Dieser Ring wird durch ein Excenter e = der Differenz der Halbmesser der Kapsel a und des Ringes z bewegt. Das Bewegungsprincip ist nun so aufzufassen, dass, wenn z durch einen dem Kurbelgetriebe entnommenen Mechanismus in Umdrehung versetzt wird, der Punkt p sich längs der Wandung von a ausgehend bewegt, während der Schlitz an s bei einer Umdrehung in die Höhe steigt und abwärts geht. Mithin wird z auch, wenn es wieder in seine erste Lage zurückgekehrt ist, den gesammten Raum der Kapsel a ausgefüllt und in a enthaltene Stoffe (Gas, Wasser) verdrängt haben.

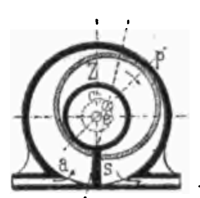
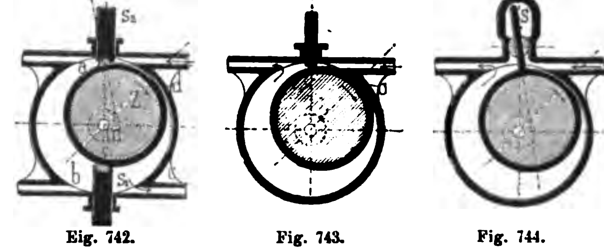


Fig. 741.

b. **Bährens-Napier-Bompard-Dampfmaschine** (Fig. 742). In dem Gehäuse $a\,b\,c\,d$ bewegt sich eine Art Excenter z um m; dasselbe ist so gross, dass es bei der Bewegung immer den Umfang von $a\,b\,c\,d$ berührt. An Stelle des Steges s (Fig. 741) treten hier zwei Schieber $s_1\,s_2$, sonst ist die Wirkungsweise wie vorhin.

c. **Jule's Dampfmaschine** mit einem Schieber (Fig. 743). Die Bewegung des Excenters ist hier leichter zu verfolgen; es ist klar, dass der Berührungspunkt o am ganzen Umfange der Kapsel schleift. Jedoch wenn o den Schieber berührt, der hier die Stelle des Steges s vertritt, so communiciren Ausfluss- und Einströmungsöffnung, für welchen Fall die Steuerung geeignet construirt sein muss.



Eig. 742. Fig. 743. Fig. 744.

d. **Knott's Pumpe** (Fig. 744). Auch dieses Kapselwerk unterscheidet sich nur durch die Bildung des Steges von den vorhergehenden. Das Excenter ist mit einem Ringe versehen, an dem der Schieber s befestigt ist; derselbe gleitet in einem kleinen Cylinder, der seinerseits wieder in einem Lager ruht, das an ein Zapfenlager erinnert.

e. Bei **Beale's Gaspumpe** (Fig. 745) bemerken wir wieder das Excenter, welches zum Verdrängen des Gases dient. Die Schieber sind aus zwei Stücken s_1 und s_2, welche sich im Excenter hin- und herbewegen können, und aus zwei bogenförmigen Stücken $b_1\,b_2$ zusammengesetzt. Die Sectoren gleiten in einer ringförmigen Rinne und umfassen einen genügend grossen Winkel, um das Entweichen von Gas durch die erstere stets zu verhindern.

f. **Davies' Dampfmaschine** (Fig. 746) **und Ramelli's Pumpe** (Fig. 747) sind im wesentlichen übereinstimmende Constructionen. Sie weichen von den bisher betrachteten rotirenden Maschinen insofern ab, als der Kolben c nicht im Mittelpunkt der Kapsel $a\,b$ gelagert ist und sich excentrisch dreht, sondern centrisch um seinen eigenen Mittelpunkt drehbar ist. Die Dichtung erfolgt bei den drei Schiebern (Fig. 746) dadurch, dass man diese mit cylindrischen Zapfen in eine ringförmige Rinne, aus m beschrieben, greifen lässt; ausserdem ist am oberen Ende der Schieber ein cylindrischer Körper eingesetzt, um den Schluss möglichst dicht zu machen. Bei Fig. 747 ist die Anordnung ganz genau wie vorhin, nur wird der Schluss der Dichtung durch vier Schieber erreicht, die durch irgend welche Mittel (Federn, Eigengewicht etc.) gegen die Wand der Kapsel gedrückt werden. Die Pumpe ist schon sehr alt und schon um 1588 bekannt gewesen.

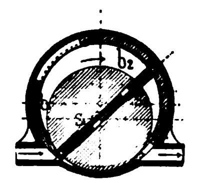


Fig. 745.

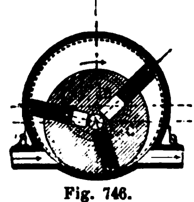


Fig. 746.

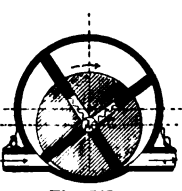


Fig. 747.

e. **Lemielle's Gebläse** (Fig. 748). In der Kapsel $a\,b$ befindet sich die Trommel c; vier Arme e, die an gekrümmte Stücke d geschlossen sind, bewirken das Abdichten der Hohlräume, da durch die kleine Kurbel k das Anpressen an die Kapselwand erfolgt.

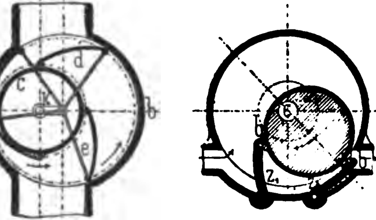


Fig. 748. Fig. 749.

h. **Dundonald's Dampfmaschine** (Fig. 749). In der bekannten Kapsel dreht sich das Excenter C, welches durch den Dampf verdrängt wird. Zur Verhinderung des unzeitigen Entweichens des Dampfes sind zwei Klappen z_1 und z_2 angebracht, die durch ein Bronzestück b die Abdichtung bewirken. Die Anpressung

der Stücke b erfolgt durch Gewichte, die ausserhalb der Kapsel auf Hebeln sitzen, welche auf den Drehungsachsen der Klappen befestigt sind.

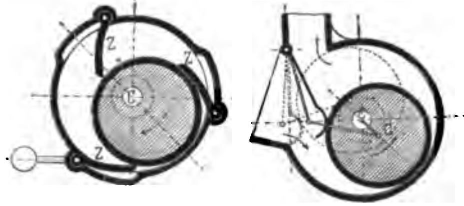


Fig. 750. Fig. 751.

i. Cochrane's Dampfmaschine (Fig. 750) stimmt im wesentlichen mit Fig. 749 überein, jedoch sind drei Klappen angewendet, die in entsprechender Weise abgerundet sind und so die Dichtung selbst ohne ein besonderes Stück bewirken. Auch hier drücken Gewichte an Hebelarmen die Klappen gegen den Körper c, welcher den Kolben vorstellt.

k. Cooke's Gebläse (Fig. 751) ist als Grubengebläse ausgeführt. Wir sehen wieder die bekannte, excentrisch auf eine Welle gesteckte Trommel. Zur Abdichtung, welches immer der einzige Unterschied bei allen besprochenen Anordnungen war, dient eine Klappe, die durch das Excenter d und die Stangenverbindung an die Trommel gepresst wird.

11. Scheibendampfmaschinen.

a. Dampfmaschine von Bouché-Molard (Fig. 752). Man bemerkt einen scheibenartigen Kolben a mit einer Kugel, mittelst welcher derselbe gelagert ist. An der Kugel befindet sich ein Cylinder b, der in dem kegelförmigen Körper d, dessen Fortsetzung w bildet, gelagert ist. Wird nun w gedreht, so beschreiben die Durchmesser der Scheibe normale Kegel, deren Erzeugende om und $o_1 n$ sind. Bei einer Drehung um 180° wird aber die Verlängerung der Kante om an der unteren Seite des linken Kegels, $o_1 n$ an der oberen Seite des rechten Kegels liegen, und werden ausserdem von den nach n und m folgenden Punkten der Peripherie der Scheibe die Kreisbogen $\widehat{mq}$ und $\widehat{np}$ aus dem Kegel-Mittelpunkte beschrieben sein. Drückt nun in dem Raume II Dampf gegen die schräge Fläche des Scheibenkolbens, so wird dies ein Ausweichen des letzteren zur Folge haben, wodurch er sich in die erwähnte Lage begiebt, sodass n nach q kommt. Alsdann ist durch die Steuerung der Dampfzutritt zu dem Raume I zu bewirken, aus dem der spannungslose Dampf entfernt ist. Auf die Welle w wird dann eine Drehbewegung übertragen.

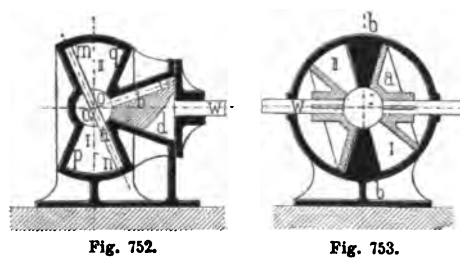


Fig. 752. Fig. 753.

b. Fig. 753 stellt die von **Duncan** construirte **Dampfmaschine** dar; auf der Welle w sitzen zwei Kegel a, zwischen denen sich die Kugel befindet, und der Theil b; die Kapsel ist fest. Auch hier bemerkt man wieder die Räume I und II, in welche der Dampf hineintreten, auf die schrägen Kegelflächen drücken und diese zum Ausweichen und somit die Welle zur Drehung zwingen kann.

12. Kapselräderwerke.

Die in Fig. 754—763 dargestellten Kapselräderwerke sind die bei weitem wichtigsten und werden viele davon sehr häufig practisch angewendet. Ihre Wirkung ist analog denjenigen mit einem auf eine Welle excentrisch aufgesteckten „Verdränger".

a. Das Pappenheim'sche Kapselrad (Fig. 754). Auf den Wellen a und b sitzen zwei eigenthümlich geformte Zahnräder, die jedoch vollständig nach den Regeln des Eingriffs bei Zahnrädern construirt sind. Die Drehung bewirken zwei Stirnräder auf a und b. Die Kapselräder sind nun miteinander in fortwährender Berührung, und da ausserdem ein dichter Schluss an der Kapselwand durch die Construction (theoretisch) erzielt ist, so wird das Förderquantum (Wasser, Gas etc.) gleich dem Inhalt des Cylinderringes sein, welcher zwischen dem Zahnscheitelcylinder und dem Zahnfusscylinder oder Radboden eines Rades liegt (Zahnringcylinder).

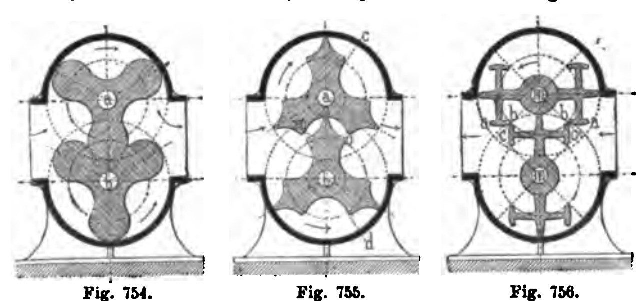


Fig. 754. Fig. 755. Fig. 756.

b. Die Fabry'schen Wetterräder sind in Fig. 755—756 abgebildet; das letztere ist die vervollkommnete Construction; beide werden zur Grubenventilation verwendet. In Fig. 755 sind sowohl die erhabenen als die vertieften Curven einer Epicykloide nachgebildet, welche durch die aufeinander rollenden Theilkreise erzeugt wird. Die Fördermenge ist gleich dem Inhalt des Zahnringcylinders eines Rades, da das in den Ausschnitten enthaltene Gas gleichsam wieder rückwärts geschleudert wird; infolge dessen ist der Flüssigkeitsstrom auch

nicht constant. Der Kropf der Kapsel brauchte nur bis c und d zu reichen, da dann schon wieder ein anderer Zahn abdichtet. Man erreicht bei halbkreisförmigem Kropf auch dasselbe durch ein Rad mit zwei Zähnen, wie dies ja in der That bei Fig. 756 ausgeführt ist. Diese Wetterräder sind von 3—4 m Durchmesser und 2—3 m Breite ausgeführt.

c. Root's-Gebläse werden in Fig. 757—758 vorgeführt. Fig. 757 ist die ältere und wohl auch practischere Anordnung, da die Ausführung leichter und der Luftstrom constant ist, während bei Fig. 758 der Mangel eintritt, der schon bei Fig. 755—756 erwähnt wurde. Infolge der Ausschnitte tritt nämlich eine Verdünnung und Verdichtung der Luft ein, da die Curven der Zähne Hohlräume bilden; aus diesem Grunde weicht auch Root von der genauen Construction ab und vermeidet so die geschlossenen Kammern. In Fig. 757 ist pq ein Kreis, der mit ab im stetigen Eingriffe, sodass letzterer also auch ein Kreis ist. Das Förderquantum ist wieder gleich dem Inhalte des bekannten Hohlcylinders zwischen Umfang und Fusskreis eines Rades. Bei der zweiten Root'schen Anordnung ist die Radconstruction folgendermassen vorgenommen: Beide Räder, die auf den Wellen m sitzen, sind congruent. Die Bogen ab und $a_1 b_1$ legen sich an die kreisförmige Kapsel und stellen die Zähne vor. Sie sind gleich der halben Theilung oder gleich einem Viertelkreise. Ebenso erstrecken sich die Kreisbogen cd_1 und $c_1 b$ über 90°. Die beiden Curven von d nach a und von b_1 nach d_1 sind gleiche, symmetrisch zueinander liegende Cykloiden, die durch Rollen der sich in x berührenden Theilkreise entstehen.

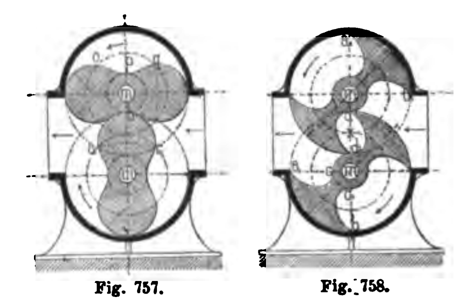


Fig. 757. Fig. 758.

d. Bei Payton's Wassermesser (Fig. 759) ist die Zahnform eine Kreisevolvente. Die Normale auf die Curve hat eine Neigung von 15°, um die Eingriffsdauer möglichst gross zu machen. Die Rückseite der Schaufel ist eine Curve, die sich thunlichst an die Aequidistante der Hauptevolvente anschliessen soll, damit der Eingriff nicht gestört wird. Der Anschluss an die Nabe erfolgt mittelst einer beliebigen Curve. Der Inhalt der geförderten Flüssigkeit ist um etwas kleiner als der Cylinder, dessen Grundfläche der Kreisring zwischen Kapselwand und Nabe bildet; die hinter die Zahnrückenflächen fallende Flüssigkeitsmenge wird immer wieder mit zurückgenommen, daher ist die Fortbewegung des Wassers auch keine regelmässige.

Als eine zweckmässige, practische Construction ist:

e. Evrard's Pumpe (Fig. 760) zu nennen. Die Curve ab ist eine verlängerte, diejenige de eine gemeine Epicykloide (Kardioide). Die beiden mit α bezeichneten Winkel sind gleich. Das geförderte Volumen ist etwas kleiner als der Zahnringcylinder des Rades II; die in ab enthaltene Flüssigkeit wird jedesmal wieder mit zurückgenommen.

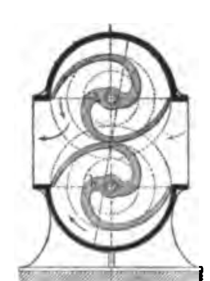


Fig. 759.

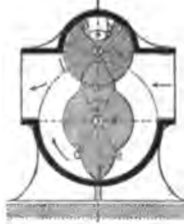


Fig. 760.

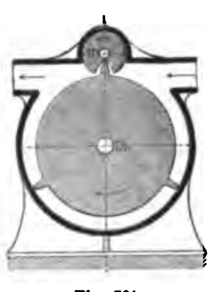


Fig. 761.

f. Das Kapselwerk von Eve-Ganahl (Fig. 761) ist diesem Rade sehr ähnlich, nur dass statt des zweigezahnten Rades ein solches mit drei Zähnen ausgeführt ist und die Umdrehungszahl des kleinen Rades zu der des grossen sich verhält wie 3 : 1. Man braucht infolge dessen nur eine Zahnlücke. Im übrigen ist die Uebereinstimmung mit Fig. 760 leicht zu erkennen.

g. Lecocq-Repsold's Kapselwerk (Fig. 762). Die Räder dieses Kapselwerkes besitzen nur einen Zahn; die Begrenzungscurven sind ausserhalb des Theilkreises Hypocykloiden (Curve ab), innerhalb Epicykloiden (Curve ca). Der Inhalt ist auch hier gleich dem Volumen des Hohlcylinders zwischen Grundkreis und Kapselwand. Die Begrenzungsfläche der letzteren ist etwas grösser als ein Halbkreis zu nehmen.

h. Behrens-Dart's Pumpe (Fig. 763). Um die Cylinder a und b sind die Scheiben c und d drehbar; durch die Ausschnitte ef und $e_1 f_1$ ist den Scheiben eine Drehung ermöglicht und wird zugleich ein Abschluss geschaffen. Die Punkte h und g der Scheiben berühren nicht die Curven ih etc., um nicht in dem entstehenden Hohlraum Flüssigkeit einzuklemmen; die Curve selbst ist eine Epicykloide; das geförderte Flüssigkeitsvolumen ist wie vorhin gleich dem Zahnringcylinder.

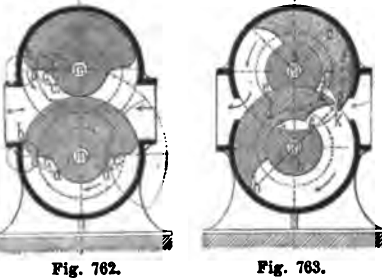


Fig. 762. Fig. 763.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Byrne & Spon, Spon's Dictionary of Engineering etc. London 1874. E. & F. N. Spon.
Knight, Edward, H., The Practical Dictionary of Mechanics. London. Cassell Petter & Galpin.
Laboulaye, Ch., Dictionnaire des Arts et des Manufactures etc. Paris 1874. Libraire du Dictionnaire des Arts etc.
Redtenbacher, F., Die Bewegungsmechanismen. Heidelberg. Bassermann.
Redtenbacher, F., Der Maschinenbau, Bd. I. Mannheim. Bassermann.
Reulaux, F., Theoretische Kinematik. Braunschweig 1875. Vieweg & Sohn.

IV. Fundamente.

Die **Maschinenfundamente**, speciell die Fundamente der Transmissionen, der Motoren und der Arbeitsmaschinen sind entweder Trag-, Gewichts- oder Massenfundamente, d. h. sie dienen entweder nur dazu, ähnlich wie die Fundamente eines Bauwerkes, das Gewicht der Maschinen zu tragen, oder sie dienen als Gewicht, welches bestimmten in der Maschine auftretenden Kräften das Gleichgewicht halten muss, oder endlich sie dienen als Massen, welche den Zweck haben, durch ihre feste Verbindung mit der Maschine, die in letzterer auftretenden Schwingungen zu vermindern.

Besonders letztere Art findet ausgedehnte Anwendung im gesammten Maschinenbau. Sämmtliche Transmissionen, Dampfmaschinen incl. Locomotiven, Locomobilen und Schiffsmaschinen, Dampfhämmer, Werkzeugmaschinen, Centrifugalpumpen etc. sind mit mehr oder weniger schweren Massenfundamenten zu versehen. Bei den mit angeführten Locomotiven, Locomobilen und Schiffsmaschinen dient als Massenfundament der Kessel nebst Füllung bezw. das ganze Schiff; denn die Maschinen derselben würden, ohne in Verbindung mit dem genannten Gegenstande zu sein, nicht arbeiten können.

Wie auf Seite 105 Band I des „Handbuches" angegeben, dienen zur Befestigung der Lager für die **Haupt-Transmissionen** entweder die Umfassungsmauern der Fabrikgebäude, oder die in den Arbeitsräumen befindlichen Säulen, wie in Fig. 630—632 S. 103, Band I dargestellt ist, während Wellen für geringere Kraftübertragungen meist an die Deckenbalken der Fabrikräume gehängt werden. Für die Transmissionen dient also die Masse der Wände, resp. der Säulen etc. mit der darauf ruhenden Last als Massenfundament.

Sehr viel Sorgfalt ist auf die Befestigung der Lager auf ihren Unterlagen zu verwenden. Auf hölzerner Unterlage pflegt man leichtere Transmissionslager direct zu befestigen. Bei bedeutenderen Kräften und bei Befestigung der Lager auf Mauerwerk ist unter das Lager stets eine Fundamentplatte zu bringen, welche den Druck auf eine grössere Fläche überträgt, sodass derselbe die für die betreffende Art des Mauerwerks pro Flächeneinheit zulässige Belastung nicht überschreitet. Die Fundamentplatten werden mit Cement auf dem Fundament vergossen und durch starke Fundamentschrauben damit verbunden.

Consollager werden, abgesehen davon, dass sie den vorstehenden Bedingungen genügen müssen, mit einem in das Mauerwerk eingreifenden Vorsprung versehen, um die Befestigungsschrauben vor der Inanspruchnahme auf Abscheerung zu schützen.

Für die Drahtseil-Transmissionen sind zur Unterstützung der Seilscheibenwellen besondere Tragpfeiler auszuführen; an den Endstationen sind dieselben mit Massenfundamenten zu versehen, und zwar bestimmt sich die Masse bezw. das Gewicht derselben nach dem auftretenden Seilzuge. Die Pfeiler der Zwischenstationen (s. Fig. 444—450, S. 71 Band I) sind lediglich als Tragpfeiler zu behandeln und haben demzufolge nur Tragfundamente zu erhalten. Man stellt dieselben in der Regel aus Quadern oder Ziegelsteinmauerwerk in Cementmörtel, selten aus Bruchsteinen her.

Von besonderer Wichtigkeit ist die Ausführung der Fundamente für **Dampfmaschinen**. Bei denselben ist stets ein ausschliesslich aus Gusseisen bestehender Rahmen vorhanden, welcher unter normalen Verhältnissen solche Dimensionen und Formen besitzt, dass er alle inneren Maschinenkräfte gegeneinander aufhebt. Das Fundament dient dann nur dazu, die Schwingungen des Rahmens aufzunehmen und zu vernichten. Die Verankerung des Rahmens mit dem Fundamente ist durch möglichst wenige aber kräftige Fundamentschrauben zu bewirken; und diese sollen in möglichst unmittelbarer Nähe der Orte angeordnet

werden, an denen die Einwirkungen auf den Rahmen besonders heftig sind, so zu beiden Seiten des Lagers und des Cylinders.

Die **Massenfundamente** der Dampfmaschinen lassen sich nur in den seltensten Fällen berechnen und werden gewöhnlich rein nach der Erfahrung bestimmt. Ihre horizontalen Dimensionen bestimmen sich nach der horizontalen Ausdehnung der Maschine, wobei man das Fundament nach allen Seiten um ein gewisses Mass überstehen lässt. Die verticalen Masse, also Länge der Fundamentschrauben und Tiefe des Fundamentes, sind sehr verschieden, je nachdem die Maschinen grösseren oder geringeren Stössen ausgesetzt sind. Die Länge der **Fundamentschrauben** schwankt bei verschiedenen Maschinen zwischen $3{,}5\,D - 7\,D$ (D = Cylinderdurchmesser), gewöhnlich beträgt dieselbe $4\,D - 5\,D$. Die ganze Tiefe des Fundamentes schwankt dementsprechend zwischen $4{,}5\,D - 9\,D$, gewöhnlich $5\,D - 6\,D$. Gute Verhältnisse für die Stärke der Fundamentschrauben giebt folgende empirische Formel: $\delta = 2{,}4 \text{ cm} + \frac{D}{40}$.

Die Fundamente der Balancier-Dampfmaschinen sind **Gewichtsfundamente**. Dieselben sind vor allem sehr sicher zu fundiren und bestimmen sich in ihrer Grösse nach der dem Fundamentgewicht entgegenwirkenden Kraft und zwar so, dass dasselbe das $1\frac{1}{2}$fache bis Doppelte der Kraft beträgt.

Das **Material** für die Ausführung der Fundamente besteht am besten aus möglichst grossen Quadern von Sandstein oder Granit. Von nahezu gleicher Güte sind die Fundamente, welche aus sehr hart gebrannten Ziegelsteinen (**Klinkern**) in gutem Portland-Cementmörtel hergestellt sind. Letztere werden wegen ihrer grösseren Billigkeit oft den ersteren vorgezogen. In Gegenden, wo Steine, sowohl natürliche als künstliche, schwer zu beschaffen sind, hat man in neuester Zeit mit Vortheil ganze Fundamente aus **Cementbeton** hergestellt. Abgesehen davon, dass man im stande ist, mit bedeutend geringeren Kosten bei Anwendung von Beton das Fundament herzustellen, erreicht man damit noch den Vortheil, dass dasselbe nach Fertigstellung als ein **Monolith** betrachtet werden kann, wodurch man aller Nachtheile des Fugenmauerwerks enthoben ist.

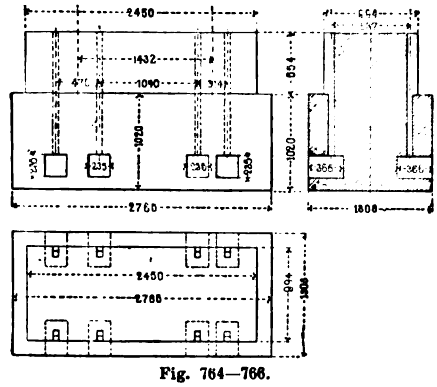


Fig. 764—766.

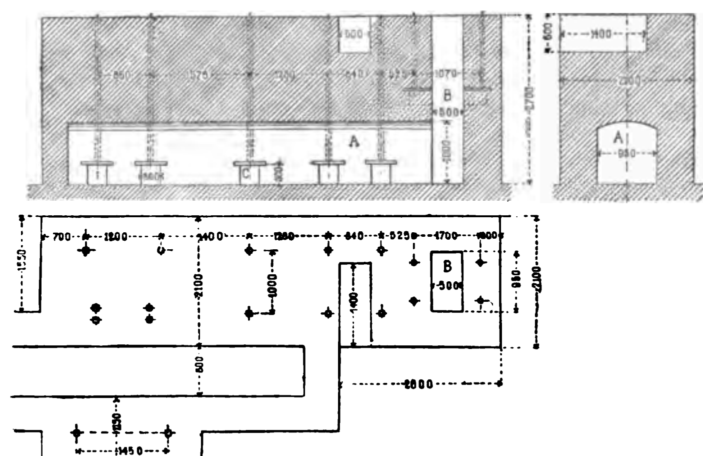


Fig. 767—769.

Fig. 764—766 stellen das in Klinkermauerwerk in Cement ausgeführte Fundament einer kleinen **Zwillingsdampfmaschine** dar. Zur Befestigung des Rahmens auf dem Fundamente dienen 8 Fundamentschrauben der Art, wie sie in Fig. 75—78, S. 11, dargestellt sind. Das Fundament ist als sehr solid zu bezeichnen, da Aussparungen für das Schwungrad gar nicht vorhanden sind und die Schwächung durch die Löcher für die Verankerung nicht von Belang ist.

Ein Fundament für eine **Walzwerksdampfmaschine** von 630 mm Cylinderdurchmesser und 840 mm Hub ist in Fig. 767—769 dargestellt. Das sehr starke Gestell der vielen Stössen ausgesetzten Maschine ist durch 12 Schraubenbolzen auf dem Fundamente zu befestigen. Die Aussparungen C für die Ankerplatten sind durch Anbringung eines Canales A mit einem Einsteigschacht B zugänglich gemacht, doch ist diese Construction im allgemeinen wegen der dadurch herbeigeführten grossen Schwächung des Fundamentkörpers nicht zu empfehlen. In letzterer Beziehung ist es vortheilhafter, wenn man die Canäle unten im Fundament ganz fort lässt und dann die Schraubenbolzen nach Fig. 83—84, S. 11, zum Durchstecken einrichtet.

Bei den in neuerer Zeit sehr in Aufnahme gekommenen **Dampfmaschinen mit Bajonnetbalken** wird bei gutem tragfähigem Baugrunde das Fundament in 2 Hälften ausgeführt und eine Hälfte unter das Lager, die andere unter den Dampfcylinder gelegt. Bei der Projectirung eines derartigen getheilten Fundamentes ist streng darauf zu sehen, dass der Druck, welcher pro Flächeneinheit auf die Fundamentsohle ausgeübt wird, bei beiden Fundamenthälften gleich ist. Die Anordnung eines solchen Fundamentes ist in Fig. 770—773 dargestellt. Die beiden nahezu gleichen Hälften A und B bestehen aus

Klinkermauerwerk in Cement mit eingesetzten Quadern als Unterlagen für die Fundamentplatten. Die für die Fundamentplatten hergestellten Kammern sind in der Hälfte *A* durch die Aussparungen *C* und *D* für Schwungrad und Riemenscheibe zugänglich. Zu demselben Zwecke ist in dem Theile *B* ein besonderer Canal *E* mit Einsteigschachten *F* angebracht. *G* ist eine Aussparung für die Dampfleitung vom Cylinder zum Vorwärmer.

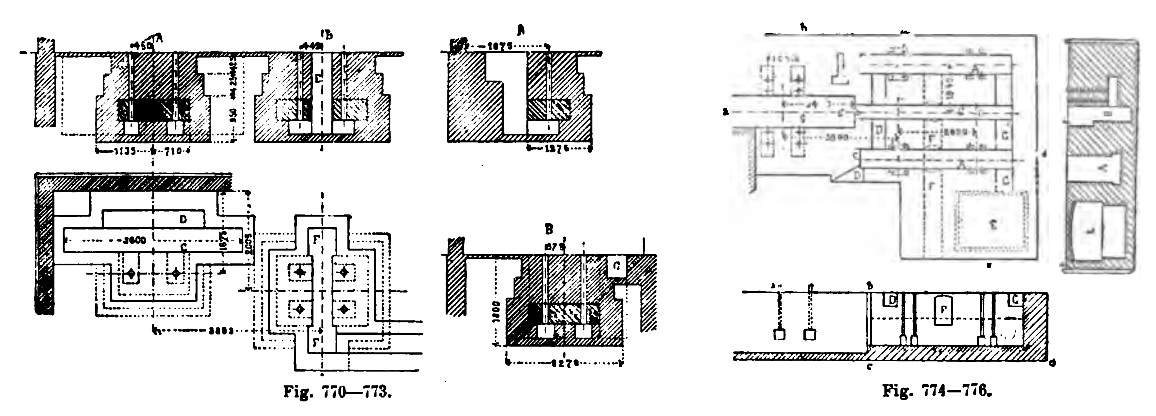


Fig. 770—773. Fig. 774—776.

Ein grosses Dampfmaschinenfundament für eine Zwillingsmaschine, welches ganz in Beton hergestellt ist, zeigen Fig. 774—776. Dieses in der Pulverfabrik zu Bomlitz bei Walsrode ausgeführte Fundament war in Beton insofern schwierig herzustellen, als es ein überwölbtes Wasserbassin *E* mit Ab- und Zufluss-Canal enthält, eine Schwungradgrube *B*, 2 Maschinencanäle *AA* (d. h. Canäle, um die Keile für die Fundamentschrauben einlegen zu können), 2 überwölbte Verbindungscanäle *FF*, 2 offene Canäle für Dampf *DD*, 2 solche für Zu- und Ableitung des Condensations- und Einspritzwassers *GG*, Pumpen etc. Die Herstellung desselben erfolgte, nachdem alle Oeffnungen mit provisorischen Verschalungen versehen, welche nach Erhärtung des Betons leicht herauszunehmen waren, in kurzer Zeit, damit das Ganze in innige Verbindung miteinander gebracht werden konnte. Das Mischungsverhältniss des Betons war 1 : 8 (Cement mit Kies resp. Sand). An den Schalungen wurde eine bessere Mischung von 1 : 3 verwendet. Das ganze Fundament wurde, nachdem es aufgestampft war, mit einem Aufputz von 1 Th. Sand und 1 Th. Cement versehen.

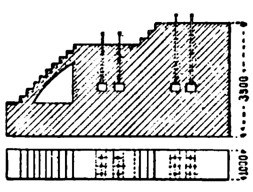


Fig. 777—778.

Ein ebenfalls in Beton hergestellter Transmissionspfeiler derselben Fabrik ist in Fig. 777—778 im Schnitt und im Grundriss gezeichnet. Die Ausführung desselben im Verhältniss zu der des Fundamentes war bedeutend einfacher und erfolgte ganz in derselben Weise wie oben beschrieben.

Wie schon im Eingang dieses Abschnitts bemerkt, erhalten auch die **Arbeitsmaschinen** (Werkzeugmaschinen, Centrifugalpumpen und Dampfhämmer) Massenfundamente, deren Anordnung je nach dem Zwecke und der Grösse der Maschine, sowie der Heftigkeit der auftretenden Stösse verschieden ist. Die Fundamente grösserer Werkzeugmaschinen weichen von denen der Dampfmaschinen nur wenig ab. Kleinere Werkzeugmaschinen und Centrifugalpumpen werden zweckmässig auf einen einzigen genügend grossen Quader gesetzt. Eigenthümlich ist die Anordnung der **Dampfhammerfundamente.** Ausser den Anforderungen an ein gutes Massenfundament tritt bei denselben noch die Aufgabe hinzu, eine Unterlage von grosser Elasticität herzustellen. Man erreicht dieses dadurch, dass man mit dem aus Mauerwerk bestehenden Massenfundamente einen grossen Holzkörper verbindet, welcher zunächst die Stösse aufzunehmen bestimmt ist. Solche Holzunterlagen werden aus einer grossen Zahl bearbeiteter Stämme hergestellt, welche man über- oder nebeneinander legt und mit starken Schraubenbolzen oder Bändern zusammenhält (s. „Handbuch", Fig. 215—222, S. 51—52, Bd. III).

V. Motoren.

A. Göpel.

Die Göpel dienen zur Aufnahme thierischer Kräfte. Sie lassen sich eintheilen in feststehende und transportable, in stehende und liegende, in Kreis- oder Zuggöpel und Tretgöpel und je nach der Bespannung in ein-, zwei-, drei- bis etwa sechspferdige Göpel. Zum Betriebe dienen meistens Pferde, doch werden auch Ochsen, Esel, Maulthiere u. dgl. verwendet und im Tretgöpel auch kleinere Thiere (Hunde etc.). Die Göpel werden in stehende und liegende geschieden, je nachdem die Höhendimensionen bedeutend sind oder nicht. Bei den stehenden Göpeln ruht die Hauptwelle entweder oben und unten in Lagern, die im Aufstellungsgebäude befestigt sind, oder das obere Lager ist in einer senkrechten Säule angebracht (Säulengöpel). Bei den Kreis- oder Zuggöpeln sind die Zugthiere an Hebeln, den Göpelarmen oder Schwengeln, angespannt und gehen im Kreise um die Welle; bei dem Tretgöpel stehen die Thiere auf einem geneigt liegenden endlosen Kettenboden, welcher unter jenem hinweggleitet, sodass dieser Göpel auf dem Princip der schiefen Ebene beruht.

Die Göpel besitzen gewöhnlich die Einrichtung, dass die sehr geringen Umdrehungszahlen, welche von dem langsamen Gange der Thiere herrühren, mit Hilfe von Zahnrädern in bedeutend grössere verwandelt werden. Sie sind gewöhnlich mit einem Paar Kegelräder und einem oder 2 Paaren Stirnrädern versehen, wodurch in manchen Fällen eine 40—60- und mehrfache Uebersetzung erreicht wird, sodass die einzelnen Räderpaare eine 4—8fache Uebersetzung erhalten. Dieselbe berechnet sich nach der verlangten Umdrehungszahl (n) der Transmissionswelle für jeden Umgang der Thiere und zwar nach der allgemeinen Formel: $\frac{R_1}{r_1} \cdot \frac{R_2}{r_2} \cdot \frac{R_3}{r_3} \cdots\cdots = n.$

Zur Vereinfachung der Construction hat man die nöthige Uebersetzung auch auf einfachere Weise zu erzielen versucht, so durch Schraubenräder, welche in sehr stark steigende Schrauben eingreifen, und durch Kettengetriebe, indem man das auf der Göpelwelle sitzende Rad sehr gross, das andere Rad sehr klein macht. Beide Arten haben sich jedoch bis jetzt wenig Beliebtheit verschaffen können, erstere wegen der starken Reibungswiderstände, letztere wegen der durch die Abnutzung der einzelnen Kettenglieder entstehenden Ungenauigkeiten.

Die Schwengellängen der Göpel sollen womöglich nicht unter 5 m, die Bahnendurchmesser somit nicht unter 10 m betragen (gewöhnlich 7,5—10 m), weil sonst durch das zu kurze Wenden der Thiere zuviel Kraft vergeudet wird. Die letzte Welle des Göpels ist gewöhnlich mit einer Sperrklinkenkuppelung versehen, damit die Thiere die Transmission der Arbeitsmaschinen nicht rückwärts drehen können und damit letztere, wie z. B. Dreschmaschinen, mit grosser aufgespeicherter lebendiger Kraft sich ungestört weiter bewegen können, wenn das Thier unregelmässig geht oder still steht.

Um die maximale Leistung am Göpel zu erreichen, sind für den Widerstand (Kraftintensität) K, sowie für die Geschwindigkeit C der Pferde die vortheilhaftesten, durch die Erfahrung bestimmten Mittelwerthe zu nehmen. Gute Angaben, unter Voraussetzung einer täglichen Arbeitszeit von 8 Stunden, liefert folgende Tabelle:

Motor	K in kg	C in m	Max. sec. Leistung in mkg	% d. sec. Leist. eines Masch.-Pferdes	Max. tägl. Arbeitsleistung in mkg
Pferd . . .	45	0,9	40,5	54	1166400
Ochse . . .	65		39,0	52	1123200
Maulesel . .	30	0,9	27,0	36	777600
Esel . . .	14	0,8	11,2	15	322560

Allgemein ist die grösste mechanische Arbeit während einer Arbeitszeit von täglich T Stunden: $\mathfrak{A} = 3600 \,.\, K \,.\, C \,.\, T$. Den Widerstand, welchen ein Thier zu überwinden vermag, wenn die Arbeit mit einer anderen, nämlich mit V m Geschwindigkeit pro Stunde während Z Stunden Gesammtzeit erfolgt, erhält man nach Gerstner aus: $P = K\left(2 - \frac{V}{C}\right)\left(2 - \frac{Z}{T}\right)$ oder nach Mascheck aus: $P = K\left(3 - \frac{V}{C} - \frac{Z}{T}\right)$, sodass dann die täglich verrichtete mechanische Arbeit dargestellt wird durch: $\mathfrak{A} = 3600 \,.\, P \,.\, V \,.\, Z$. Setzt man darin $Z = T$ und $V = C$, so bekommt man wiederum den obigen Ausdruck.

Die Leistungen der Thiere sind beim Tretgöpel, sobald er gut ausgeführt und unterhalten wird, etwas grösser als beim Zuggöpel, doch wird der Unterschied bei gewöhnlichem Zustande des Göpels nicht erheblich sein.

1. Liegende Göpel.

Fig. 779—781 geben die sehr zweckmässige Göpelanordnung (Glockengöpel) des Bergedorfer Eisenwerks bei Hamburg. Dieser Göpel zeichnet sich dadurch vor allen anderen Constructionen vortheilhaft aus, dass sämmtliche Vorgelegeräder unter einem kuppelförmigen Triebrade liegen, welches keine verticale Triebwelle besitzt. Die Göpel sind dadurch vollständig geschlossen, sodass Unfälle durch das Räderwerk nicht entstehen können. Der Seitenverschluss endlich wird durch eine Zarge hervorgebracht, welche vom hölzernen Hauptrahmen bis zur äussersten Kante des konischen Rades reicht, sodass alle Zähne unzugänglich sind und nicht leicht durch das Dazwischenkommen fremder Körper beschädigt werden können.

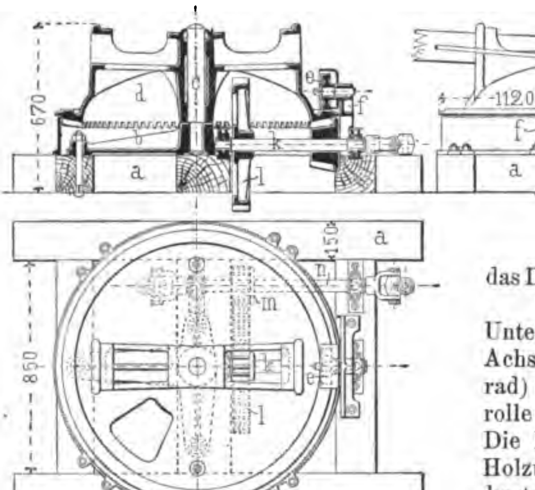


Fig. 779—781.

Wie aus Fig. 779—781 ersichtlich, ist auf der eichenen Unterlage *a* ein starkes Fusstück *b* befestigt, worin die verticale Achse *c* fest vernietet ist. Auf *b* ruht das Hauptrad (Glockenrad) *d*, welches sich um die Achse *c* dreht und durch die Druckrolle *e* in der für den Zahneingriff richtigen Lage erhalten wird. Die Druckrolle *e* ist in einem Bocke *f* gelagert, der auf der Holzunterlage befestigt ist, und durch einen besonderen Schutzkasten überdeckt. Das grosse Glockenrad *d* ist mit einer Oeffnung versehen zum Schmieren der darunter liegenden Theile; der Deichselschuh ist direct angegossen oder wird angeschraubt. Durch das Hauptrad *d* wird mittelst des konischen Getriebes die Welle *k* und das Vorgelegerad *l* in Umdrehung versetzt, welches durch das Stirnradgetriebe *m* die Welle *n* treibt, die auf beiden Seiten durch Universalgelenke gekuppelt werden kann.

Fig. 782—784 stellen eine sehr empfehlenswerthe Göpelconstruction dar. Dieser Göpel ist insofern von anderen derartigen Maschinen abweichend construirt, als das grosse Betriebsrad hier nicht ein Kegelrad ist, sondern ein Stirnrad. Man vermeidet durch diese einfache Aenderung die Anbringung einer Frictionsrolle zur Sicherung des Eingriffs, welche bei einem konischen Rade als Betriebsrad stets nothwendig ist.

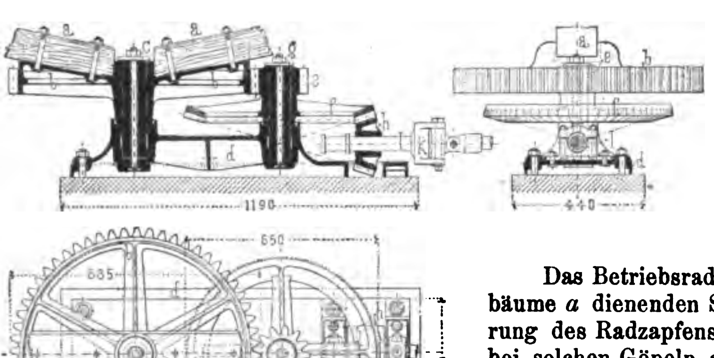
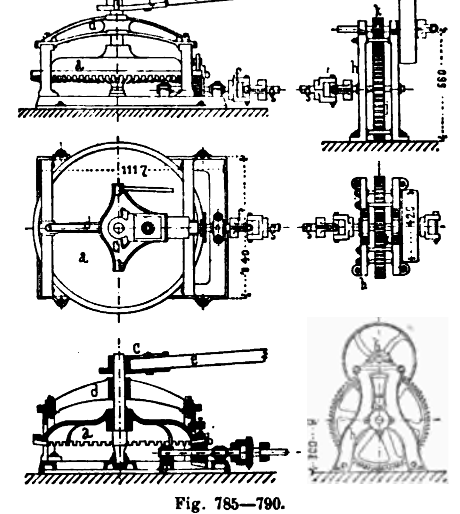


Fig. 782—784.

Das Betriebsrad *b* trägt zugleich die zur Aufnahme der Zugbäume *a* dienenden Schuhe, da durch Wegfall der oberen Lagerung des Radzapfens dies ermöglicht wird. Statt des gewöhnlich bei solchen Göpeln angewendeten starken Holzgestelles mit Zugschrauben und Bügeln aus Eisen, in welchem unten die Spurlager und oben die Lagerbüchsen der Räderspindeln befestigt sind, ist es hier eine starke Fundamentplatte *d* aus Gusseisen, in welche die stehenden Zapfen *c* und *g* zur Aufnahme der horizontallaufenden Zahnräder *b*, *e* und *f* fest eingesetzt sind. Diese beiden hohlen gusseisernen Zapfen sind genau in die Grundplatte eingepasst und werden mittelst starker durchgehender Schrauben mit Gegenscheiben festgehalten. Um eine sichere Führung der Räder auf diesen Zapfen zu erhalten und jeden einseitigen Druck möglichst unschädlich zu machen, sind die Naben der aufgesteckten Räder im Verhältniss sehr lang genommen. Das kleine Stirngetriebe *e* ist mit dem grossen konischen Rade *f* in einem Stück gegossen, um die Construction so einfach als möglich zu halten. Letzteres greift in ein kleines konisches Getriebe *h*, das auf einer horizontal gelagerten Welle *i* festgekeilt ist, welche durch eine Sperrklinkenkuppelung *k* die Kraftübertragung auf eine horizontale Welle vermittelt. Die Uebersetzung der Stirnräder ist = 5, die der Kegelräder = 3,2, somit die ganze durch den Göpel hervorgebrachte Uebersetzung = 5 . 3,2 = 16. Bei 2,5 Umgängen der

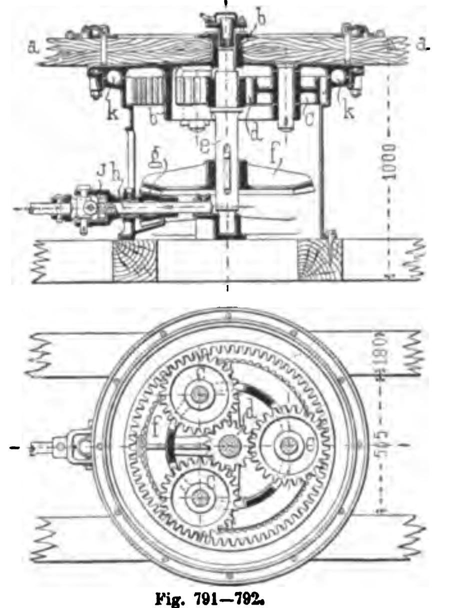
Pferde pro Minute an 4,8—5 m langen Zugbäumen wird also die Transmissionswelle eine Geschwindigkeit von 2,5 . 5 . 3,2 = 40 Umdrehungen pro Minute besitzen. Der ca. 350 kg schwere Göpel ist auf einem festen Steinfundament durch 8 Schraubenbolzen sehr solid befestigt.

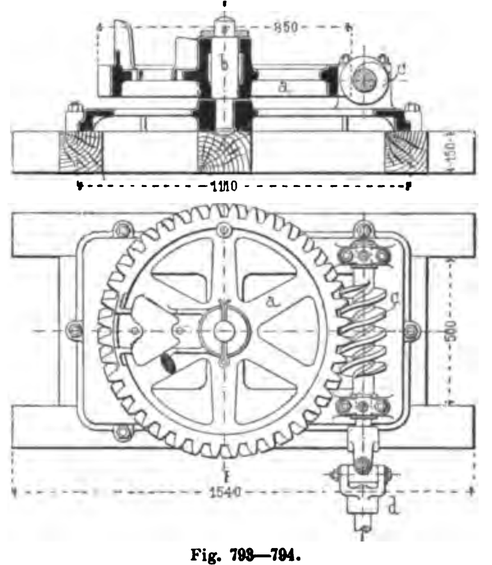

Fig. 785—790.

Bei dem in Fig. 785—790 dargestellten Glocken-Göpel von Hunt & Tawell wird die zum Betriebe der Maschinen nöthige Umdrehungszahl nicht im eigentlichen Göpel allein erzielt, sondern zum grossen Theil in einem besonderen Vorgelegebocke *h*. Derartige Zwischengestelle werden in allen den Fällen angewendet, wo die Kraft eines liegenden Göpels mittelst Riemen fortgeleitet werden muss.

Die Kraft der Pferde wird von dem Zugbaume *e* durch das Kopfstück *c* auf die starke verticale Welle übertragen, auf welcher das grosse konische Glockenrad *a* festgekeilt ist. Die Welle ist sehr solid gelagert, oben in einem Bügel *d* und unten in einem Spurlager, welches in die gusseiserne Grundplatte eingesetzt ist. Das grosse Kegelrad *a* ist mit einem kleinen konischen Getriebe *b* im Eingriff, welches eine Welle in Umdrehung versetzt, die mittelst einer Sperrkuppelung *f* die Kraft durch die Welle *g* zu dem Zwischenbock *h* fortleitet. Das Gestell *h* enthält nur ein einfaches Stirnrädergetriebe *i k*, wodurch die nöthige grosse Umdrehungszahl erreicht wird. Die Ableitung der Kraft von dort erfolgt meistens durch Riemen, in einzelnen Fällen auch mittelst Universalgelenkes.

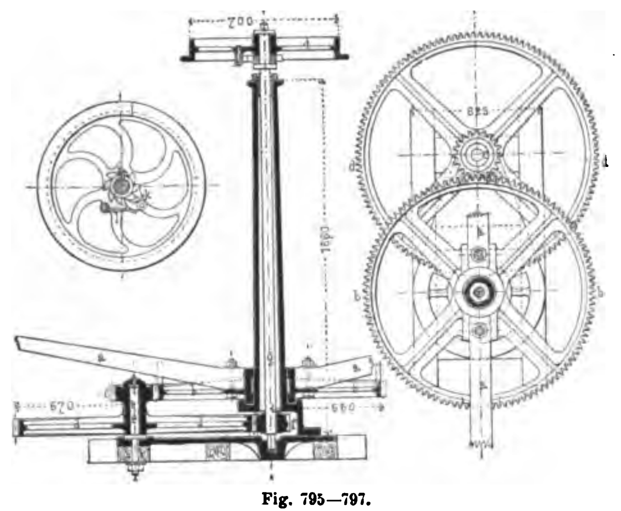
Der in Fig. 791—792 dargestellte Cylinder-Göpel des Gräfl. Einsiedel'schen Eisenwerkes zu Gröditz (Königreich Sachsen), welcher sich durch compendiöse Anordnung und geschickte Transmission auszeichnet, ist vollständig in einem gusseisernen Cylinder eingeschlossen, sodass Verletzungen der Arbeiter und Betriebsstörungen durch fremde Körper sicher vermieden werden. Leider sind die schädlichen Widerstände beim Betriebe dieses Göpels so hoch, dass der Nutzeffect desselben erheblich niedriger ausfällt als bei anderen Göpeln, wodurch die Verbreitung desselben einige Einbusse erlitten hat. Die Zugbäume *a* sind in dem Deckel *b* befestigt, welcher 3 Zahnräder *c* trägt, die sich lose auf ihren Achsen drehen. Diese sind einerseits in Eingriff mit einer an dem Cylinder angegossenen Innenverzahnung, werden also bei der Drehung des Deckels in Umdrehung versetzt und betreiben anderseits das fest auf der mittleren Welle *e* sitzende Getriebe *d*. Durch konische Räder *f* und *g* wird der Betrieb auf eine Welle *h* und von dort durch eine Sperrklinkenkuppelung *i* weiter geführt. Um die Reibung des durch die Zugarme sehr schwer belasteten Deckels *b* auf dem Cylinder möglichst zu vermindern, lässt man denselben auf einer grossen Zahl in ausgedrehten Rinnen laufender polirter eiserner Kugeln *k* laufen. Das Rädervorgelege dieses Göpels gehört zu der Gruppe der sogen. Differentialvorgelege, welche im Abschnitt „Bewegungsmechanismen" ausführlich behandelt sind.


Fig. 791—792.


Fig. 793—794.

In den Fällen, wo grösstmögliche Einfachheit äusserst wünschenswerth ist, verwendet man mit Vortheil Schraubengöpel (Fig. 793—794). Dieselben bestehen aus einem Schneckenrade *a*, welches um einen festen Zapfen *b* drehbar ist und durch 1 oder 2 Pferde an Zugbäumen in Umdrehung versetzt wird. Dasselbe betreibt eine Schnecke *c*, deren Welle unmittelbar die Klauenkuppelung *d* aufnimmt. Man

kann durch dieses einfache Vorgelege eine sehr bedeutende Uebersetzung erzielen, da jede Verschiebung des Schneckenrades um einen Zahn bei einfacher Steigung der Schnecke einer vollen Umdrehung der Schneckenwelle entspricht. Um die dabei auftretende ausserordentliche Reibung zu vermindern, wurde von einigen Constructeuren das Bourdon'sche Schneckenvorgelege angewendet, d. h. ein Schraubenrad, welches an seinem Umfange statt mit festen Zähnen mit kleinen drehbaren Rollen ausgerüstet ist, in deren Lücken die Gänge der Schnecke eingreifen. Auch letztere Construction befriedigte wenig wegen bedeutender Abnutzung.


Fig. 795—797.

2. Stehende Göpel.

Als Beispiel eines stehenden Göpels ist in Fig. 795—797 der Säulengöpel von Pinet in Abilly (Frankreich) gezeichnet, dessen Construction im ganzen als sehr zweckmässig zu bezeichnen ist. Die Zugarme *a* werden von dem Stirnrade *b* aufgenommen, welches sich lose um den unteren Theil der gusseisernen Säule dreht. Das Stirnrad *b* steht mit dem Getriebe *c* in Eingriff, welches mit dem Stirnrad *d* in einem Stück gegossen ist; beide drehen sich um den feststehenden Zapfen *e*. Das Rad *d* versetzt das Getriebe *f* in Umdrehung, welches wiederum die verticale Welle mit der darauf sitzenden horizontalen Riemenscheibe *i* treibt. Die Weiterleitung der Kraft von hier geschieht mittelst halbgeschränkten Riemens. Wie aus Fig. 797 ersichtlich, ist die Riemenscheibe *i* mit der Welle *g* nur durch die Sperrkuppelung *m* verbunden, welche hier denselben Zweck hat wie in den oben beschriebenen Constructionen.

3. Tretgöpel.

Ein Tretgöpel für ein Pferd ist in Fig. 798—799 gezeichnet (System Emmery). Ein nach oben sich erweiternder Kasten, dessen geneigter Boden einen Theil der endlosen Bahn bildet, nimmt das Thier auf, welches zwischen dem hinteren herausnehmbaren Querriegel *q* und einem anderen Querriegel eingespannt wird. Der Boden ist aus den Dielen *a a* gebildet, deren beiderseitige Enden mit den Gliedern zweier endlosen Gelenkketten verschraubt sind. Die Gelenkbolzen *c* dienen zum Zusammenhalten der einzelnen Kettenglieder und so zur Verbindung beider Ketten, dass ihre Bewegung nur gemeinschaftlich erfolgen kann; sie nehmen zugleich die aus Hartguss gefertigten Laufrollen *d* auf, welche auf den Schienen *e* laufen, die auf den Balken *f* des Gestelles befestigt sind. Die so gebildete endlose Bahn geht am Ende des Tretwerkes über eine aus 2 Scheiben *g* bestehende Trommel, welche auf eine Welle aufgesetzt ist. Dabei legen sich die Bolzen *c* in die Ausschnitte der Trommel *g* und setzen diese somit bei der Verschiebung der Bahn in Umdrehung. Durch eine Zahnradübersetzung wird von derselben eine Vorgelegewelle *i* mit dreifach erhöhter Geschwindigkeit betrieben und von dieser der Betrieb durch eine Riemenscheibe *l* abgeleitet. Die Umsetzung der Geschwindigkeiten erfolgt in dem Masse, dass bei einer Geschwindigkeit der Bahn von 1 m pro Sec. die erste Welle 50, die zweite 150 Umdrehungen pro Minute macht. Die Riemenscheibe *l* ist mit einer kräftig wirkenden Bremse versehen, mittelst welcher man den Göpel sofort vollständig feststellen kann, so bei Anfang und Ende des Betriebes oder wenn die Arbeitsmaschine plötzlich durch irgend welchen Zufall ausgelöst wird. Neuerdings werden die Bremsen gewöhnlich selbstthätig gemacht, um die Arbeitsthiere, im Falle das Triebwerk plötzlich eine beschleunigtere Gangart annimmt, vor jeder Gefahr zu schützen.

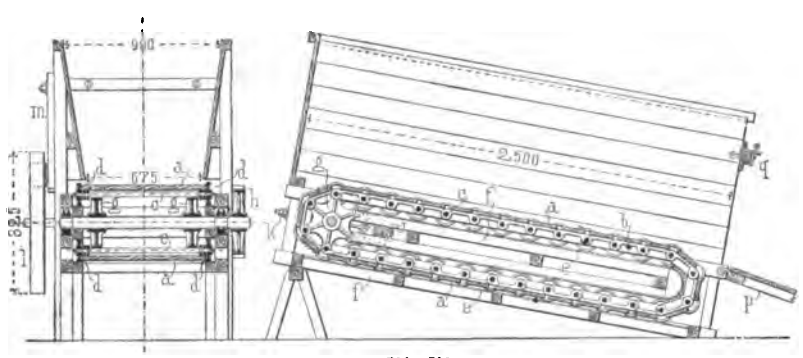


Fig. 798—799.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Fritz, Handbuch der landwirthschaftlichen Maschinen. Berlin 1880. Wiegandt, Hempel & Parey.
Karmarsch & Heeren, Technisches Wörterbuch. 3. Auflage von Kick & Gintl. Prag. Bohemia.
Perels, Handbuch des landwirthschaftlichen Maschinenwesens. Jena 1880. Costenoble.
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Braunschweig. Schwetschke & Sohn.
Uhland, Skizzenbuch für den practischen Maschinen-Constructeur. Leipzig. Baumgärtner.
Wüst, Jahresberichte über die Fortschritte im landwirthschaftlichen Maschinenwesen. Berlin. Wiegandt, Hempel & Parey.

B. Wasserräder.

Wasserräder heissen diejenigen Kraftmaschinen oder Motoren, welche durch die einwirkende Kraft des Wassers in Bewegung gesetzt werden und deren Umfänge mit einem ringförmigen System von gefässartigen Theilen versehen sind.

Die Gesammtheit der Wasserräder theilt man in die eigentlichen oder älteren **Wasserräder** und die **Turbinen.**

Bei ersteren verbleibt das Wasser nach dem Eintritt ins Rad eine Zeit lang relativ zu demselben in Ruhe und bewegt sich mit demselben gleichförmig weiter; bei den Turbinen hat es auch im Motor relativ zu demselben eine Bewegung.

Indessen wird diese Unterscheidung nicht consequent durchgeführt, indem man das Poncelet-Rad, bei welchem die Wasserbewegung ähnlich wie bei den Turbinen stattfindet, doch gewöhnlich zu den Wasserrädern zählt.

Bei jedem Rade sind noch folgende Nebentheile zu unterscheiden: der Zuleitungscanal für das Wasser (Obergraben), der Abfluss- oder Abzugscanal (Untergraben) für das im Rade wirksam gewesene Wasser, der Leerlauf (Freifluter) zur Abführung des Wassers, wenn dieses nicht auf das Rad gelangen soll. Zur Regulirung des Wasserzuflusses dient die im Zuflussgerinne befindliche Schütze, zur richtigen Einführung in das Rad der Einlauf. Manche Räder sind noch mit einer cylindrischen Fläche, dem Kropfe, umgeben, welche das zu frühe Ausfliessen des Wassers aus dem Rade verhindern soll.

Die Wasserräder können niemals die ihnen gebotene disponible Wasserkraft, welche sich nach der pro Secunde zufliessenden Wassermenge und der Höhendifferenz der beiden Wasserspiegel im Zu- und Abflussgerinne bemisst, vollständig nutzbar machen, sondern immer nur einen Theil, der um so grösser ist, je geringer die dabei auftretenden Arbeitsverluste sich herausstellen. Diese Arbeits- oder Effectverluste entstehen einestheils dadurch, dass das Wasser theilweise gar nicht oder unvollständig seine Wirksamkeit ausüben kann, oder dass die erzeugte Arbeit durch Widerstände theilweise vernichtet und aufgezehrt wird. Sie entstehen durch die auftretenden Wasserverluste durch Spalten und Undichtheiten; beim Eintritt des Wassers in das Rad; durch den Stoss des Wassers gegen die Schaufeln oder Zellen oder gegen das in ihnen befindliche Wasser; bei manchen Rädern durch den Widerstand der Luft, welche das Eintreten des Wassers verzögert und theilweise verhindert, die Eintrittsgeschwindigkeit vermindert oder das Wasser sogar durch die Eintrittsöffnungen zurückdrängt; durch die unregelmässige Bewegung des Wassers, während es im Rade verweilt; durch das zu frühzeitig austretende Wasser und durch den Austritt des Wassers mit einer gewissen Geschwindigkeit, während es ohne Geschwindigkeit relativ zum Rade austreten sollte; durch die Reibung des Wassers am Gerinne, wo ein solches vorhanden ist; durch seine Adhäsion am Rade, wodurch Wassertheile an den Schaufeln und Zellenwänden gehalten und von diesen mit in die Höhe genommen werden; durch den Luftwiderstand, der besonders bei den Schaufelrädern bemerkbar wird; durch die Zapfenreibung und endlich durch den Einfluss der grösseren oder geringeren Starrheit der Verbindungen und der mehr oder minder unvollkommenen Solidität des Baues.

Der nach Abzug aller genannten Effectverluste verbleibende Theil der disponibeln Arbeit heisst die **effective Arbeit** L_e, das Verhältniss dieser effectiven zur disponibeln Arbeit $\frac{L_e}{L_d} = \eta$ der **Wirkungsgrad** der Wasserräder, stets ein echter Bruch.

Es bezeichnet im Nachfolgenden (alle Masse in m): a die Tiefe (Radkranzbreite), b die Breite des Rades $\left(b = \sqrt{\frac{Q}{\varphi v}\left(\frac{b}{a}\right)}\right)$, b_1 Breite des Zuflusscanals; R den Halbmesser (bis zum äusseren Umfang gemessen); t die Schaufeltheilung $= 0{,}2 + 0{,}7\,a$; $i = \frac{2R\pi}{t}$ die Anzahl der Schaufeln; dieselbe muss theilbar

sein durch die Zahl $2\,(1+R)$ der Radarme; c die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser am äusseren Umfang des Rades ankommt; v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades; n die Anzahl der Umdrehungen in einer Minute $= 9{,}548\,\frac{v}{R}$; φ den Füllungscoëfficienten $= \frac{Q}{a\,b\,v}$; $g = 9{,}81$ m, Endgeschwindigkeit freifallender Körper nach der ersten Secunde; Q die Wassermenge in cbm, H das nutzbare Gefälle in m; $q = Q\,\frac{t}{v}$ die Wassermenge in cbm, welche sich in einer Zelle nach beendigter Füllung befindet; Qn die Wassermenge pro 1 Secunde, welche den Nutzeffect von L Pferdekraft hervorbringt; ε Spielraum der Schaufeln im Gerinne, ε ist 0,015 bis 0,02 m, je nach der mehr oder weniger genauen Ausführung; $d = \frac{Q}{b_1 c}$ Dicke der Wasserschicht unmittelbar vor dem Rade.

Tabelle über die wichtigsten Verhältnisse der Wasserräder.

Bezeichnung des Rades	Anwendbarkeit der Räder für H in m	Anwendbarkeit der Räder für Q in cbm	$L = \eta\, 13{,}33\, QH$; $\eta =$	$Qn = p\frac{L}{H}$; $p =$	c in m	v in m	$\frac{b}{a} = l\sqrt[3]{La}$; $l =$	$a = \frac{b}{\left(\frac{b}{a}\right)}$	R	φ
1. Unterschlächtiges Rad . .	0,1—1	0,1—5	0,3 —0,35	0,21 —0,25	$\sqrt{2gH}$	(1,3—1,5 m) 0,35—0,5 c	1,75	—	2 m — 4 m	0,5
2. Poncelet-Rad	0,2—1,7	0,1—4	0,60—0,65	0,125—0,13	$\sqrt{2gH}$	0,55 c	—	0,3 R	2 H	0,5
3. Kropfrad	0,5—1,5	0,1—3	0,4 —0,5	0,175—0,187	3	2	1,75	—	1,5—2,5 H	0,5
4. Sagebien-Rad	0,7—2,5	0,7—3	0,75—0,8	0,09 —0,1	0,6—0,7	0,5—0,6	—	$^1/_3$—$^2/_3$ R	3 m + 0,8 H	$^2/_3$—$^4/_5$
5. Zuppinger-Rad	0,5—2	0,1—6	0,6 —0,65			1—1,2	—	$^1/_2$ R	1—1 $^1/_2$ H	$^2/_3$
6. Schaufelrad, mit Ueberfalleinlauf	1,5—2,5	0,1—2,5	0,6 —0,65	0,115—0,125	3	1,2—1,5	1,75	—	1$^1/_4$—1$^1/_2$ H	0,5
7. Schaufelrad, mit Coulisseneinlauf	2,5—4,5	0,3—2,4	0,65—0,7	0,105—0,115	3	1,4—1,6	1,75	—	H	0,5
8. Rückschlächtiges Rad . .	2,5—8	0,09-0,9	0,6 —0,7	0,107—0,125	3	1,2—1,5	2,25	—	$^2/_3$ H	$^1/_3$—$^1/_4$
9. Oberschlächtiges Rad . .	3 —5	0,075-0,4	0,6 —0,7	0,107—0,125	3—4	1,3—1,5	2,25	—	$^1/_2\left(H-\frac{c^2}{2g}\right)$	$^1/_3$—$^1/_4$
10. dasselbe . .	5 —12	0,05-0,8	0,7— 0,75	0,1 —0,107	3	1,5	2,25	—	$^1/_2\left(H-\frac{c^2}{2g}\right)$	$^1/_3$—$^1/_4$

Unterschlächtiges Rad (Fig. 800—804).

Das Rad besitzt keine seitlichen Begrenzungen; zur Verhütung des seitlichen Ausflusses des Wassers und der hieraus erwachsenden Effectverluste muss das Rad mit einem möglichst dichten seitlichen Einbau umgeben werden.

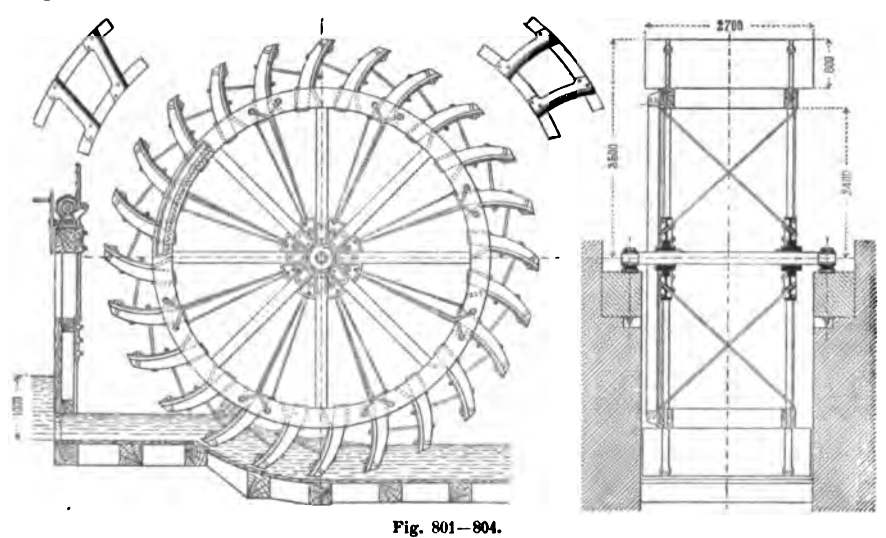


Fig. 801—804.

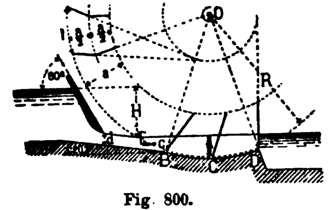


Fig. 800.

Zur Verminderung der Wasserverluste am Boden giebt man diesen Rädern, besonders denjenigen, welche mit einigermassen erheblicher Druckhöhe arbeiten, einen sich kreisförmig anschliessenden Kropf, der mindestens stets über 2, besser aber über 4—5 Schaufeln reicht. Diese Anordnung ist wesentlich vortheilhafter als das einfache gerade Schnurgerinne, welches das Rad im tiefsten Punkte tangirt. Die Neigung der Schütze gegen den Horizont wählt man zu 60° und setzt dieselbe so dicht als möglich an das Rad; die Neigung des schiefen Gerinnebodens wählt man 1 : 20 und schliesst daran das möglichst dicht das Rad umschliessende Kropfgerinne. Da das Wasser nach vollendetem Stosse gleichzeitig mit dem Rade mit nur 35—40% der

Geschwindigkeit fortgeht, als es in dasselbe eintritt, so ergiebt sich die Dicke des fortfliessenden Wassers $2\frac{1}{2}$—3 mal so gross als die des eintretenden Stromes; dementsprechend muss die Höhe der Schaufeln gewählt, wie die Tiefe des Abzugscanales durch Anbringung eines Abfalles angeordnet werden. Daher nimmt man die Kranzbreite fast durchgehends gleich der 3fachen Strahldicke; damit alles Wasser ins Rad und dort gehörig zur Wirkung kommen kann, macht man die Radbreite etwas grösser als die Mündungsbreite. Der Wasserspiegel im Abflusscanal liegt zumeist in einer horizontalen Ebene mit dem obersten Eintrittspunkt F im Zuflussgerinne. Das Wasser wirkt durch Stoss auf die radial gestellten ebenen Schaufeln oder in vortheilhafterer Weise durch Stoss und Druck auf ebene, geknickte oder leicht gekrümmte, schräg gegen den Radius gestellte Schaufeln. Eine zweckmässige Stellung erhalten letztere, wenn sie ganz oder mit ihren unteren Theilen in dem in gleichem Niveau mit dem tiefsten Eintrittspunkte B liegenden Austrittspunkte D senkrecht stehen. Geknickte Schaufeln können in der angegebenen Weise bis zur Mitte des Radkranzes, von da radial nach innen gerichtet werden. Das Rad taucht bis zur halben Kranzbreite ins Unterwasser ein. Bei veränderlichen Wasserständen kann der Gang des Rades durch Stau sehr beeinflusst und verschlechtert werden; in solchen Fällen muss das Rad häufig mit dem Gerinne der Höhe des Wassers entsprechend verstellbar sein (Pansterrad).

Ponceletrad (Fig. 805—807).

Krümmt und stellt man die Schaufeln der unterschlächtigen Räder so, dass der eintretende Wasserstrahl an der hohlen Seite derselben hinströmen und dadurch gegen dieselbe drücken kann, ohne einen Stoss hervorzubringen, so erhält man eine grössere Leistung, als wenn das Wasser auf ebene Schaufeln mehr oder weniger rechtwinkelig stösst. Um die partielle Contraction an der Schütze zu verhindern, wird diese an ihrem unteren Theile stark abgerundet; ferner setzt man sie so nahe als möglich an das Rad und giebt ihr eine Neigung von etwa 60° gegen den Horizont; zuweilen erhält auch das Vorgerinne $\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{15}$ Neigung, um dadurch den Verlust an Wasserreibung in demselben wieder auszugleichen. Die Dicke des eintretenden Strahles mache man $d = \frac{H}{5} - \frac{H}{6}$; die Strahlbreite b_1 um 0,1 m schmaler als die Radbreite b, sodass $b = b_1 + 0{,}1$ m.

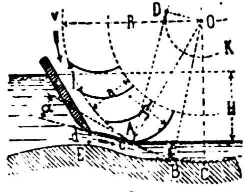
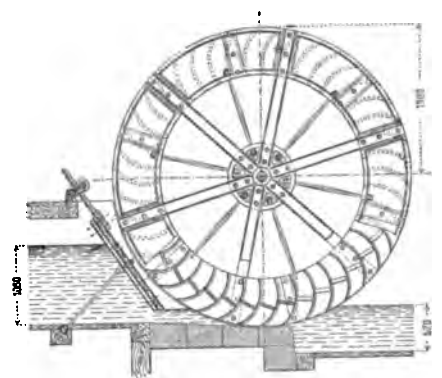


Fig. 805.

Den obersten Eintrittspunkt A des Wasserstrahles lege man so, dass der Winkel AOC mit der Verticalen durch den Radmittelpunkt gleich 31° werde; den untersten Punkt des Vorgerinnes, wo dieses an das mindestens über zwei Schaufeln reichende Kropfgerinne anschliesst, nehme man so an, dass Winkel $BOC = 13°$. Der Winkel α des Wasserstrahles im obersten Eintrittspunkt A gegen die Tangente an die Radperipherie betrage 15° und der Winkel des ersten Schaufelelementes gegen die Tangente an das Rad $\varepsilon = 32°$. Errichtet man in A ein Perpendikel AD auf den obersten Wasserfaden, so erhält man in diesem Perpendikel die Tangente an einen Kreis K um den Radmittelpunkt. Dieser Kreis ist der Grundkreis für die Evolvente, nach welcher der Einlauf von B nach E hin zu gestalten ist, wenn an allen Stellen des Strahles das Wasser unter gleichem Winkel in das Rad eintreten soll.



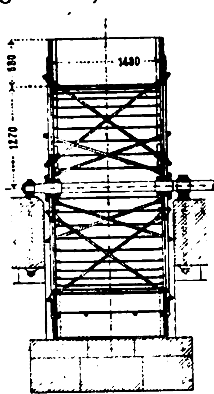


Fig. 806—807.

Die Anzahl der Schaufeln wählt man nach der Grösse des Rades zu 36—42—48, deren Krümmungshalbmesser $0{,}55\,H - 0{,}60\,H$. Dem Kropfgerinne giebt man einen Abfall nach dem Untergraben hin und letzterem eine Tiefe von $0{,}7\,H$.

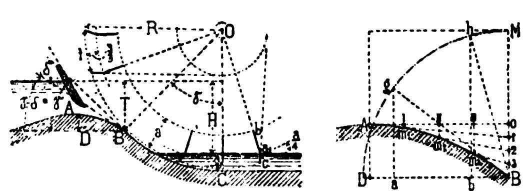
Kropfrad mit Spannschütze (Fig. 808—812).

Das Kropfrad, ein mittelschlächtiges Schaufelrad, erhält, um das Wasser in ausgiebiger Weise seine Wirkung ausüben zu lassen, von der Eintrittsstelle bis zum tiefsten Punkte C des Rades einen möglichst dicht anschliessenden Kropf. Dieser letztere Punkt („Radtiefste") liegt bei mittlerem Wasserstand um $\frac{1}{2}$ der Radkranzbreite unter dem Unterwasserspiegel. Das so nahe als möglich an das Rad gerückte Schutzbret rundet man unten stark ab, damit das Wasser in gehöriger Richtung und ohne Contraction durch die Schutzöffnung fliesse. Aus dem gleichen Grunde ist auch das Ende des Gerinnbodens parabolisch zu formen. Den Punkt B, in welchem das nach einer Parabel gekrümmte Gerinne in den Kropf übergeht, lege man $T = 0{,}46$ m unter den Oberwasserspiegel, was einer Wassereintrittsgeschwindigkeit von 3 m in diesem Punkte entspricht.

Ist der Winkel, welchen der Radius nach dem Punkte B mit der Verticalen CO durch den Mittelpunkt bildet, also $\gamma \leq 45^0$, so soll die Parabel des Gerinnes in B den Kropf berühren; alsdann ist der Winkel δ, welchen die Tangente des Parabelpunktes B mit der Tangente im Punkte B des kreisförmigen Gerinnes bildet, = Null und die Coordinaten des Scheitels A ergeben sich zu: $BD = T.\sin 2\gamma$; $AD = T.\sin^2\gamma$.

Ist dagegen Winkel $\gamma > 45^0$, so wähle man den Winkel $(\gamma - \delta)$, den die zum Punkte B der Parabel gehörige Tangente mit der Horizontalen bildet, gleich 45^0, also $(\gamma - \delta) = 45^0$ und die Scheitelcoordinaten $BD = T = 0{,}46$ m; $AD = \frac{1}{2}\, T = 0{,}23$ m.

Bei veränderlichen Wasserständen, ferner wenn das Rad bei unveränderlichen Wasserständen im Ober- und Untergraben eine grössere Geschwindigkeit haben soll, nehme man $T = 4\,\frac{v^2}{2g}$.



Construction der Parabelform des Gerinnes (Fig. 809). Auf der Tangente im Punkte B der Parabel trage man von diesem aus $Bg = BM = T = 0{,}46$ m auf, messe den Abstand ga, trage diese Länge von B aus auf Bg ab, so ist der verticale Abstand dieses Endpunktes von der Horizontalen = DA (senkrechter Abstand des obersten Punktes des Gerinnbodens von B). Dann construire man den Winkel $gBh = DBg$, mache $Bh = BM$, so ist $hb = BD$ (horizontaler Abstand des Scheitels von B).

Ferner verzeichne man das Rechteck $ADB0$, theile $0A$ in eine Anzahl (4) gleicher Theile und $0B$ in ebensoviele gleiche Theile, verbinde die Punkte 1, 2, 3 ... mit A und ziehe durch I, II, III ... Parallellinien zu AD, so sind m_1, m_2, m_3 ... Punkte der gesuchten Parabel.

Die Schaufeln sind gerade, öfters leicht gekrümmt oder geknickt. Eine passende Form für letztere Art erhält man, indem durch den Durchschnittspunkt a_1 der Begrenzungslinie des Unterwasserspiegels mit einem um O beschriebenen Kreise vom Radius $R - \frac{1}{4}\,a$ eine verticale Linie ca_1 und eine radiale $a_1 b$ gezogen wird; die verticale Linie kann auch noch etwas länger gemacht werden.

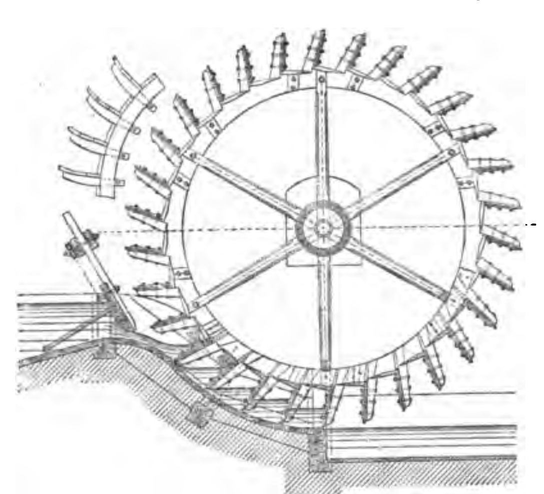


Fig. 808—812.

Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf (Fig. 813—814).

Das Wasser wirkt hier fast ausschliesslich durch Druck. Die verstellbare, möglichst nahe an das Rad gerückte Schütze trägt an ihrem oberen Ende einen meist aus Blech hergestellten Ueberfall, dessen parabolische Krümmung nach der Bahn der tiefsten austretenden Wasserelemente zu gestalten ist. Die Tiefe des Scheitels des parabolischen Einlaufes unter dem Oberwasserspiegel und zugleich die Dicke des einströmenden Wasserstrahles betrage in m $T = \left(\frac{Q}{ub.\sqrt{2g}}\right)^{2/3}$, wobei $u = 0{,}44$ einzuführen ist.

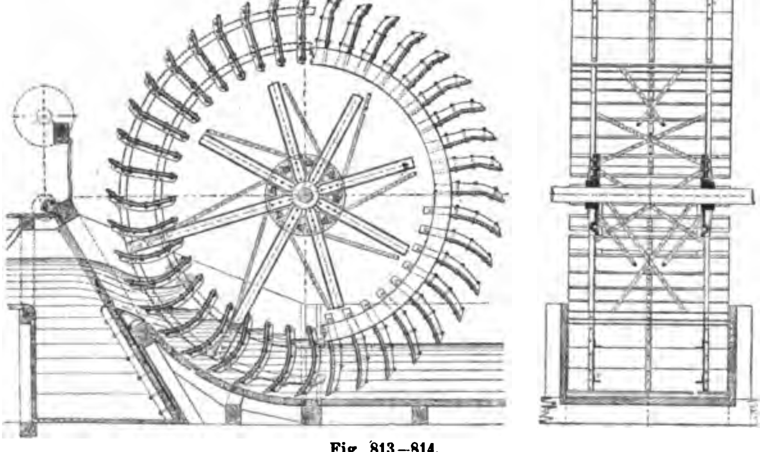


Fig. 813—814.

Bei der Umfangsgeschwindigkeit $v = 1{,}5$ m des Rades soll die Eintrittsgeschwindigkeit $c = 3$ m betragen; deshalb ist der Punkt für den Wassereintritt in das Rad 0,46 m unter den Oberwasserspiegel zu legen. Der Horizontalabstand dieses tiefsten Wassereintrittspunktes vom Parabelscheitel beträgt $2\sqrt{T(0{,}46 - T)}$,

wobei T in m einzusetzen ist. — Rad, Gerinne und Schaufelung sind im übrigen ähnlich wie beim Kropfrade.

Schaufelrad mit Coulisseneinlauf (Fig. 815—817).

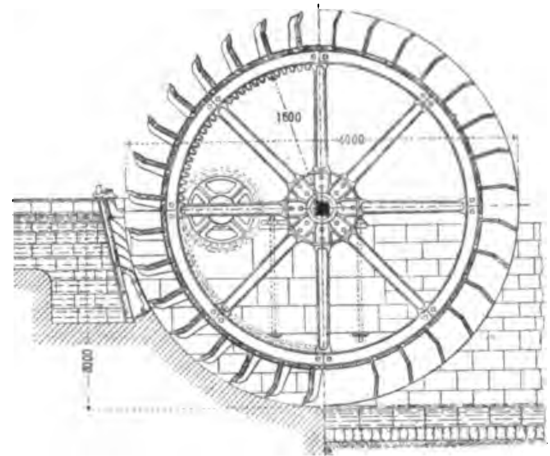
Dieses Rad verwendet man besonders dann mit grossem Vortheil, wenn der Wasserstand im Aufschlaggerinne sehr veränderlich ist. Die den Zuflusscanal vom Rade trennende Wand besitzt eine Oeffnung, in welcher zur Leitung des Wassers mehrere aus Blech hergestellte Einläufe angebracht sind und hinter welcher sich im ungefähren Abstande von 0,3 m von e zur Regulirung des Wasserdurchflusses eine Schütze befindet.

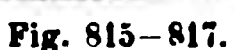
Die Tiefe des Punktes c unter dem Oberwasserspiegel (bei veränderlichen Wasserständen unter dem tiefsten Oberwasserspiegel) $T = 0,3$ m.

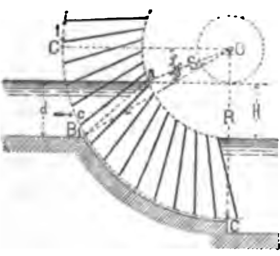
Zur Construction des Coulisseneinlaufes mache man die Theilung $e e_1 = e_1 e_2 = e_2 e_3 = c_3 e_4 = {}^1/_3\, a$. An den Radius $e\,O$ ist ein Winkel von 36^0 (32^0—38^0) anzutragen, um O der Kreis zu schlagen, für welchen der Schenkel ed Berührungslinie ist, und durch die Theilpunkte e_1, e_2, e_3, e_4 ebenfalls Tangenten an jenen Kreis zu ziehen; $ce = c_1 e_1 = c_2 e_2 = \ldots.$ $0,8\,a$ bis a sind die Radien für die Schaufelkrümmung und c, c_1, $c_2 \ldots.$ die Mittelpunkte der Kreisbogen; an letztere sind die Schaufeldicken anzutragen, deren Einfluss auf die Weite der Canäle zu berücksichtigen ist. Die Wassermengen, welche durch die einzelnen Coulissencanäle ausfliessen, sind

$q = 0,4\, b\, p \sqrt{2\, g\, T}$;
$q_1 = 0,4\, b\, p_1 \sqrt{2 g T_1}$,

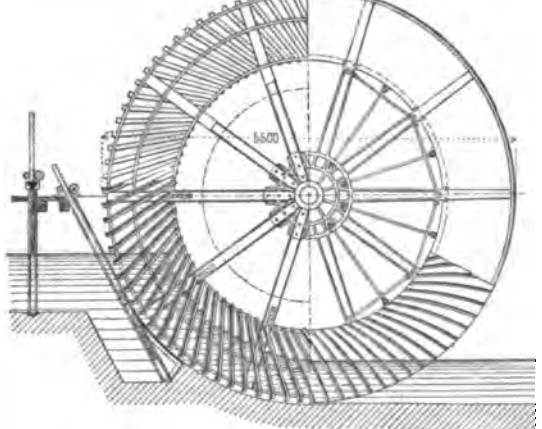
wenn mit $p, p_1\ldots$ die Austrittsquerschnitte der Canäle bezeichnet werden. Es ist vortheilhaft, nach unten einen bis zwei Ausflusscanäle mehr anzuordnen, als zum Durchlassen der Wassermenge Q erforderlich sind, und bei veränderlichen Wassermengen sollen ebensoviele über den bereits bestimmten zugegeben werden. Rad und Schaufelung sind ähnlich wie beim Kropfrade.




Fig. 815—817.



Das **Sagebien-Rad** (Fig. 818—820) zeichnet sich aus durch grosse Dimensionen, durch bedeutende Radkranzbreite ($= {}^1/_3$ bis ${}^2/_3$ des Radius) und durch die grosse Anzahl 60—100—180 Stück) seiner schiefstehenden ebenen, mit kurzem geknickten Vorderansatz versehenen oder wenig gekrümmten Schaufeln. Das Wasser wirkt nur durch sein Gewicht. Entweder erhält das Rad keine geschlossenen Radkränze und muss dann seitlich sehr enganschliessend eingebaut werden, oder es wird mit geschlossenen Radkränzen (Seitengetäfel) construirt; der Kropf geht bis zum untersten Punkte des Rades.



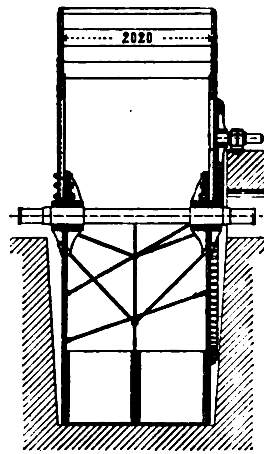


Fig. 818—820.

Die Strahldicke d ist gleich dem Radhalbmesser, jedoch nicht über 1,4 m zu nehmen. Der Raddurchmesser bestimmt sich zu 3 m + 0,8 H oder kann auch in den Grenzen $2{,}5\,H < R < 4\,H$ angenommen werden. Die Schaufeltheilung beträgt $t = 0{,}2 - 0{,}3$ m.

Zur Schaufelconstruction: Berechne S, den Abstand des Radkreises, bis zu dem die Wasserspiegel in den einzelnen Zellen reichen, vom Mittelpunkte: $S = R\sqrt{1 - \frac{2\,Q}{b\,v\,R}} = R\sqrt{1 - 2\,\frac{d}{R}}$; bestimme $\sin\varphi = \frac{S - H}{S}$, ferner $\sin(\varphi + \delta) = \frac{d + S - H}{R}$ und $\tan\alpha = \frac{S\,.\,\sin\delta}{R - S\,.\,\cos\delta}$; zur Aufzeichnung der Radschaufeln ziehe $O\,G$ und $O\,C_r$ trage Winkel $\varphi = G\,O\,a$ und $\delta = a\,O\,B_1$ auf, so erhält man in der Höhe von B_1 den obersten Punkt des Kropfes und in $a\,B_1$ die Richtung der Radschaufeln. Die Horizontale durch a bestimmt den Wasserspiegel im Zuflusscanal, die durch B_1 gezogene Horizontale den Gerinnboden und gleichzeitig die Lage des Unterwasserspiegels.

Die Schaufeln verlängert man nach dem inneren Radumfang etwas, damit kein Ueberfliessen stattfinden kann.

Zuppinger-Rad (821—822).

Die Schaufeln desselben sollen so gekrümmt sein, dass deren äussere Enden beim Austritt aus dem Wasser eine nahezu verticale Lage haben und der Eintritt möglichst ohne Stoss erfolgt.

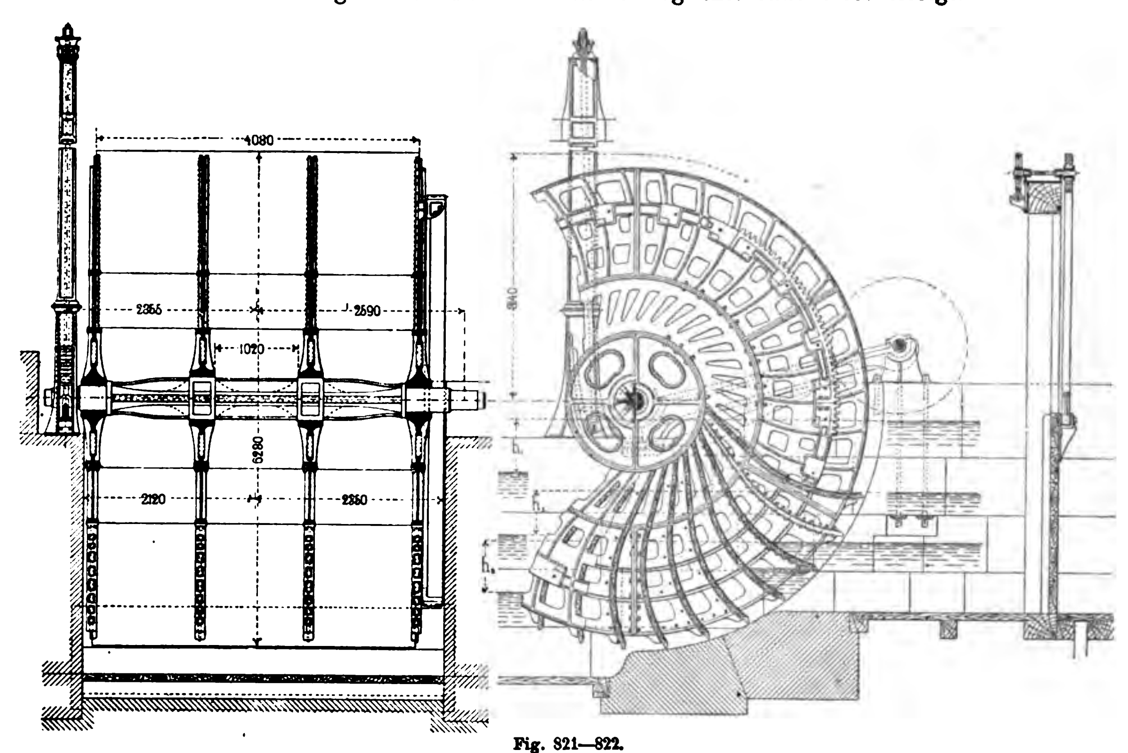


Fig. 821—822.

Die Tiefe des Rades muss so gewählt werden, dass, wenn das äussere Ende der Schaufeln am Anfangspunkte des Gerinnes angelangt ist, das innere Ende etwas höher als das Niveau des Oberwasserspiegels steht. Die Schaufeln dürfen bis zu $1/3$ der Radtiefe in das Unterwasser eintauchen. Schaufeltheilung $t = 0{,}30$ m für kleinere, 0,40 m für grössere Räder. Durchmesser des Rades im Minimum für eine billige Anlage und Nutzleistung bis zu 50—55% $= 2\,H$; dagegen für eine Nutzleistung von 60—65% $= 2^1/_2$ bis $3^1/_2\,H$. Die Schaufeln haben den äusseren Umfang des Rades nahezu in radialer Richtung zu schneiden. Die Füllung der Zellen darf $2/3$—$3/4$ betragen und es ergiebt sich in Berücksichtigung derselben und der erforderlichen Höhe der Schaufeln leicht die Richtung, nach welcher dieselben in den inneren Schaufelkranz eintreten. Eine vollkommene seitliche Abschliessung der Zellen ist bei einem genau gearbeiteten Gerinne nicht nothwendig.

Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulisseneinlauf (Fig. 823—827).

Bei diesen Rädern liegt die Wassereintrittsstelle zwischen dem Radmittel und Scheitel, jedoch dem ersteren näher als dem letzteren. Man wendet sie gern an, wenn der Wasserstand im Abzugs- und Auf-

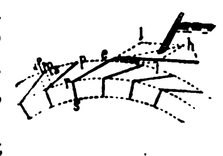
schlagsgraben sehr veränderlich ist, weil das Rad wie die vorher genannten und im Gegensatz zum oberschlächtigen in der Richtung umgeht, in welcher das Wasser abfliesst, also das Waten im Wasser von wenigem oder gar keinem Einfluss ist. In den meisten Fällen ordnet man die Radstellung so an, dass der äussere Umfang des Rades vom höchsten Wasserstand im Abflusscanal berührt wird; seltener taucht das Rad bis zum halben Radkranz ein. Die Entfernung des Punktes e vom Oberwasserspiegel macht man $T = 0{,}3$ m, die Theilung für die Coulissencanäle $e\,e_1 = e_1 e_2 = \ldots\ldots 0{,}4\,a$.

Fig. 823—827.

Man verzeichne eine Zelle so, dass ihre äussere Kante durch e geht, verlängere deren Richtung el, trage $eh = v$ tangirend am Umfang des Gerinnes an, ziehe hi parallel el und mache $ei = \sqrt{2gT} = 2{,}43$ m (entsprechend der Geschwindigkeit c im Punkte e), so ist ie die Richtung des eintretenden Strahles. Auf dieser errichte man in e eine Senkrechte und schlage um den Mittelpunkt den Kreis, welchen diese tangirt; ihre rückwärtige Verlängerung um $ec = a$ (ungefähr) giebt in c den Mittelpunkt für den Coulissenbogen ef. Die Mittelpunkte für die anderen Einlaufschaufeln liegen in den Schnittpunkten der durch $e_1 e_2 \ldots$ gezogenen Tangenten an K und dem mit cO um O beschriebenen Kreisbogen. Die Zahl der Coulissencanäle bestimmt sich wie vorher.

Die Schütze soll an der oberen und unteren Coulisse ungefähr gleich weit (um 0,3 m) vom Rade abstehen.

Zur Construction der Zellen verbinde man p mit O, p_1 mit O u. s. w. $ps = a$; $rs = r_1 s_1 = \frac{1}{2}a$, ziehe rs, $r_1 s_1$ radial und verbinde r mit p_1, r_1 mit p_2 u. s. w.; die Zellenschaufeln werden geknickt oder gebogen hergestellt; sie werden an der Radinnenseite ventilirt.



Oberschlächtiges Rad (Fig. 828—830).

Der Wassereintritt erfolgt am Scheitel des Rades, zuweilen um 10—12° davon abstehend. Der äussere Umfang wird vom höchsten Unterwasserspiegel berührt.

Die Geschwindigkeit des eintretenden Wassers ist $c = 3$ m, bei kleinerem Gefälle bis 4 m; Radumfangsgeschwindigkeit $v = 1{,}3 - 1{,}5$ m.

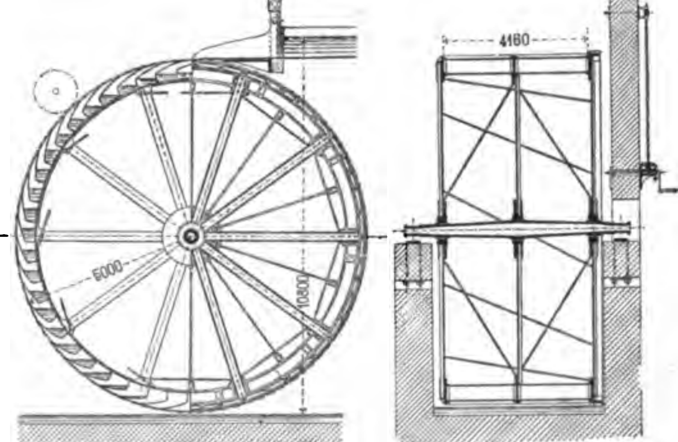


Fig. 828—830.

Zur Construction des Einlaufgerinnes und der Schaufeln mache man ei, Tangente an den äusseren Umfang des Rades $= v$; ziehe rel in der Richtung der Zellenwand, ih parallel zu el; $eh = c = 2v$. In der Richtung he muss das Wasser bei e ankommen, um ohne Stoss in das Rad einzutreten. Den Einlauf kann man nach einer Parabel krümmen. Das Zuleitungsgerinne ist horizontal oder sehr schwach geneigt. Die Schütze stellt man über den Scheitel oder noch weiter zurück.

Die Schaufeln werden zur Verzögerung des Ausflusses mit Ueberdeckung f ausgeführt; $f = {}^1/_4\, pp_2$; $rs = {}^1/_2\, a$. Die Zellen sind aus geraden oder wenig gekrümmten Bretern oder gebogenen Blechen herzustellen. Sie werden gewöhnlich nicht besonders ventilirt und muss daher der engste Eintrittsquerschnitt (die „Schluckweite") behufs leichter Entweichung der Luft grösser als der Querschnitt des eintretenden Wasserstrahles sein.

Bau der Wasserräder.

Zum Bau der Räder verwendet man der grösseren Dauer wegen besonders harzreiches Material, Lerchen- oder Fichtenholz, ferner Guss- und Schmiedeeisen.

Der hölzerne **Radkranz** besteht aus zwei **Felgenringen**, von denen der innere dicker ($m = \frac{a}{6}$, wenn a die ganze Radkranzbreite bezeichnet), der innere dünner $\left(n = \frac{a}{7}\right)$ gehalten wird (vergl. Fig. 840 bis 845). Jeder Felgenring ist aus einzelnen Segmenten zusammengesetzt, deren Stossfugen gegen diejenigen des anderen Ringes versetzt sind und die häufig mit Nuth und Feder, zuweilen unter Zuhilfenahme von schwalbenschwanzförmigen, versenkt eingesetzten Schmiedeeisenstücken (5—7 mm stark) verbunden werden. Beide Ringe werden schliesslich durch Holzdübel aneinander befestigt.

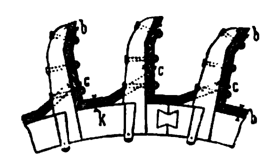


Fig. 831.

Bei den Schaufelrädern werden auf die Felgen mit Hilfe von Holzkeilen die **Kegel** befestigt, die je nach der Form und Stellung der **Schaufeln**, zu deren Stützung sie dienen, gestaltet werden. Die Schaufelbreter werden mit Drahtstiften oder mit Schrauben an den Kegeln befestigt. Der vordere Theil derselben, die Bruchschaufel, erhält eine Stärke von $b = \frac{a}{14}$ bis $\frac{a}{11}$, der übrige Theil, die Stossbreter, $c = \frac{a}{8}$ (Fig. 831).

Bei hölzernen Zellenrädern werden die Breter des Kübelbodens $e = \frac{a}{8}$, die der äusseren Kübelwand in der Mitte des Radkranzes $f = \frac{a}{8}$, am Umfang des Rades $g = \frac{a}{10}$ gemacht. Die Dicke des Radbodens ist bei Schaufelrädern $k = \frac{a}{15} - \frac{a}{11}$, bei Kübelrädern $i = \frac{a}{7}$.

Die Zellenbreter werden mit ihren schwalbenschwanzförmigen Enden in die inneren Felgen eingelassen (Fig. 832—834).

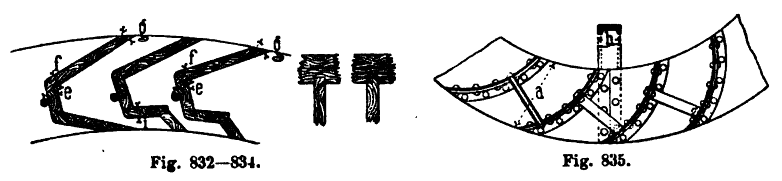


Fig. 832—834. Fig. 835.

Die Schaufeln breiter Räder müssen nochmals in ihrer Mitte Versteifungen gegen Durchbiegung erhalten. Man findet dieselben in Form von Zugbolzen von 20—25 mm Stärke, von Flacheisen, 15—20 mm dick, 50 mm breit, häufig mit abgeschärften Kanten; ferner erfolgt die Versteifung durch gusseiserne Röhren von ca. 50 mm lichtem Durchmesser, besonders da, wo Ventilation erfordert wird (Fig. 835); endlich bei Rädern ohne Seitengetäfel durch beiderseits angebrachte, rings um das Rad laufende Reifen aus Flacheisen. Die Zellenwände finden auch häufig noch Stützung an quer hinter ihnen liegenden Bolzen.

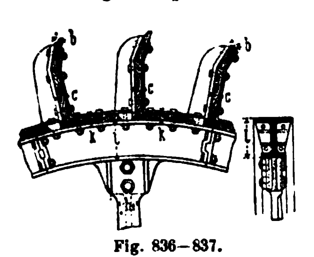


Fig. 836—837.

An gusseiserne Radkränze werden gewöhnlich die Kegel mit angegossen. Die Kränze werden aus einzelnen ringförmigen Segmenten aus Rippenguss von 10—15 mm Stärke zusammengesetzt, die 3—4 Schaufeltheilungen umfassen und aneinander geschraubt werden. Sicherung der Schrauben gegen abscherende Kräfte erreicht man durch Anbringen von Nasen, Eintreiben von Streifkeilen u. dergl. (Fig. 836—837).

Bei gusseisernen Zellenrädern werden die Kranzinnenseiten mit passend gestalteten Vorsprüngen (Nerven) zur Aufnahme der Schaufeln versehen. Statt der Holzschaufeln benutzt man dann auch öfters eiserne, die aus 4—6 mm dickem Blech gebildet und angenietet werden.

Leichter als die gusseisernen Radkränze sind die schmiedeeisernen, die sehr häufige Verwendung finden. Die Grösse der schmiedeeisernen Platten ist bei der Herstellung der Kranzsegmente in Betracht zu ziehen.

Ihre Verbindung zum Kranz geschieht durch aufgenietete Laschen, deren Stelle zuweilen auch die verwendeten schmiedeeisernen Arme einnehmen; sind diese rund, so wird an ihrem Ende eine besondere schmiedeeiserne flache Platte angeschweisst (Fig. 838—839). Die Bleche werden dabei stumpf aneinander gestossen.

Zur Aufnahme der Schaufeln und des Radbodens werden in die schmiedeeisernen Kränze passende gebogene Winkeleisen eingenietet und hier an die oben genannten Theile mit Nieten befestigt.

Fig. 838—839.

Die **Arme** werden entweder aus Holz oder aus Schmiedeeisen construirt. Man trennt dieselben in **steife** Arme, d. h. alle diejenigen, die sowohl einwirkendem Druck wie biegenden Kräften widerstehen können, und **Zug-** oder **Suspensionsarme**, welche, aus dünnem Rundeisen hergestellt, zwar dem Zug mit grosser Sicherheit widerstehen, gegen Druck oder Biegung aber nur geringen Widerstand zu leisten vermögen.

Die Verbindung von Holzkränzen mit Holzarmen geschieht entweder durch Einlassen der letzteren auf 10—15 mm oder durch Einsetzen mit schwalbenschwanzförmig gestalteten Enden und Verschrauben, oder unter Benutzung von Eisenkappen mit Schrauben und Keilen (Fig. 840—845).

An Gusskränzen geschieht die Befestigung der Arme durch Einlegen in angegossene Schuhe bei Holzarmen (Fig. 846), bei eisernen Armen besonders durch Einlegen derselben zwischen angegossene Nasen. (Vergl. Fig. 836—837 und Bd. I, S. 12, Fig. 100—101). Bei Blechkränzen werden die Arme ebenfalls häufig angeschraubt und zur Sicherung der Schrauben gegen seitliche Kräfte zwischen angenietete Winkeleisen eingelegt (Fig. 847—849).

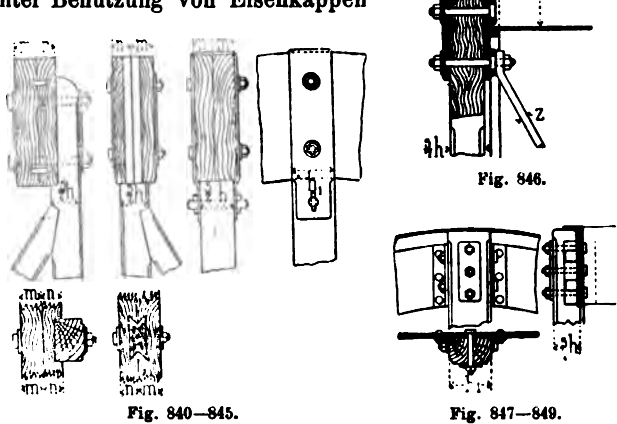


Fig. 840—845.

Fig. 846.

Fig. 847—849.

Die Anzahl der **Armsysteme** richtet sich nach der Breite der Räder, und zwar giebt man denjenigen bis zu 2 oder 2,5 m Breite zwei, solchen von grösseren Breiten aber drei Armsysteme. Die Armzahl eines Systems berechnet sich $\mathfrak{N} = 2\,(R + 1)$, wobei R in m einzusetzen ist.

Wenn d in mm der Durchmesser einer eisernen Transmissionswelle, welche bei n Umdrehungen einen Effect von N Pferdekräften (Nutzeffect des Rades) fortzuleiten hat, h in mm die Höhe eines der hölzernen oder eisernen Radarme, so nehme man $\frac{h}{d} = \frac{1{,}7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}}$; hiernach ist:

für $\mathfrak{N}$ =	4	6	8	10	12
$\frac{h}{d}$ =	1,08	0,94	0,86	0,79	0,75

(Der Wellendurchmesser berechnet sich dabei nach der Formel: $d = 160\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$).

Die Dicke der gusseisernen Arme ist dabei $^1/_5\,h$, die der Holzarme $^5/_7\,h$ zu wählen.

Holzarme erhalten eine passende Form, wenn ihre Höhen und Dicken am äusseren Radumfang 0,75 derjenigen an der Achse betragen.

Schmiedeeiserne flache Arme werden sowohl aus einfachem Flacheisen als aus ⊏ Eisen hergestellt.

Zur Bestimmung der Dicken von Suspensionsarmen berechne man den Druck, der auf ein Armsystem wirkt, und bedenke alsdann, dass nur die nach unten gerichteten Arme dieses Gewicht zu halten vermögen; endlich berechnet man einen derselben für das Gewicht auf Zug, indem man die zulässige Zugspannung zu etwa 5 kg festsetzt.

Zur Erhöhung der Solidität des Baues und zur Verhütung von Seitenschwankungen versteift man das Rad durch Bildung von Dreiecksverbindungen mittelst dünner schmiedeeiserner **Diagonalstangen**, deren Dicken z ca. 0,75 der Dicken gleichzeitig verwendeter Zugarme, also zwischen 20 und 30 mm betragen. Dieselben wendet man auch dann an, wenn das Rad eine grössere Breite hat; sie tragen in diesem Falle einen mittleren Radkranz, der nicht durch ein besonderes Armsystem gestützt wird. Dieselben gehen von der Rosette des einen Radkranzes nach dem anderen Kranze und müssen immer an einer Stelle nachziehbar sein; man bewirkt die erforderliche Anspannung entweder durch Drehen der Schraubenmuttern an der Nabe oder durch Zweitheilung der Stangen und Zusammenziehen derselben durch Drehen der auf ihre Enden geschraubten rechts- und linksgängigen Muttern (Fig. 850—854).

Um einem Rade mit Zug- oder gespannten Armen die nöthige Steifigkeit zu geben, wird dasselbe ausser

mit Diagonalstangen, auch noch mit besonderen **Umfangsstangen**, d. h. am inneren Radumfange herumlaufenden, schräg gegen die Radkränze stehenden Stangen ausgerüstet, welche den Zweck haben, die Kraft des einen Radkranzes auf den anderen, das Transmissionsrad tragenden Radkranz zu übertragen.

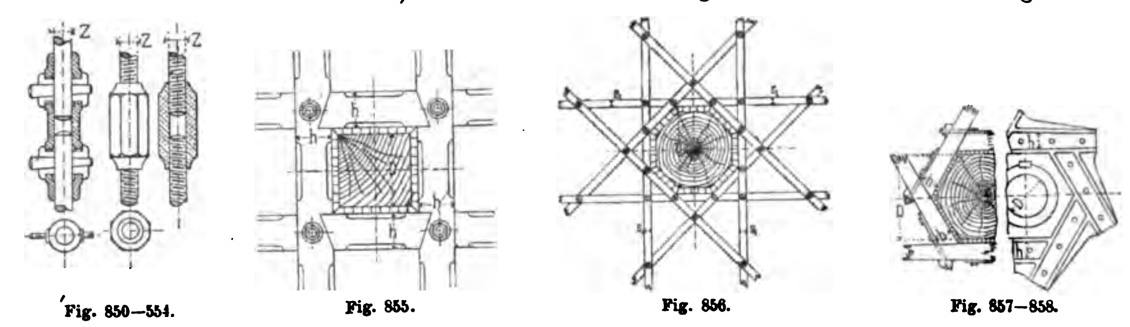


Fig. 850—854. Fig. 855. Fig. 856. Fig. 857—858.

Die Construction der Umfangsstangen ist ähnlich derjenigen der Diagonalstangen, ihre Stärke ca. 0,8 von jenen. Die Befestigung geschieht durch Annieten oder bei Anwendung angenieteter Gussaugen mittelst Schrauben, das Anziehen durch Schraubenmuttern nach Fig. 852—854 oder durch Keile (Fig. 850—851).

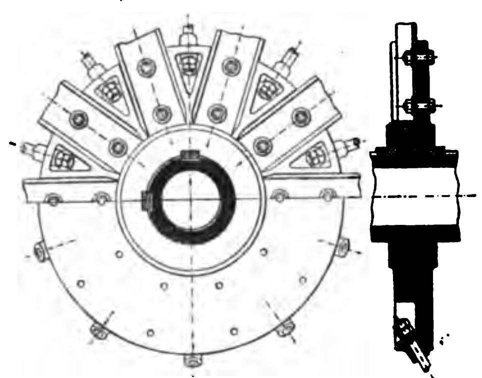


Fig. 859—860.

Hölzerne Arme werden häufig als Streifarme ausgeführt, d. h. sie werden um die hölzerne Welle, die zu dem Zwecke vier- bis achtkantig gebildet ist, herumgelegt und mit einander verblattet. Der Zwischenraum zwischen ihnen und der Welle wird mit Eisen- oder Holzkeilen ausgefüllt (Fig. 855—858).

Die durch die Welle gesteckten Arme sind nicht so beliebt, da sie die Welle erheblich schwächen.

Zur Verbindung der eisernen wie auch der hölzernen Arme mit eisernen Wellen bedient man sich der Rosetten, die in den meisten Fällen aus Gusseisen, seltener aus Schmiedeeisen hergestellt werden.

Fig. 859—860 zeigen eine gusseiserne Rosette zur Aufnahme schmiedeeiserner Arme von ⊓-förmigem Querschnitt und Diagonalen von Rundeisen.

Eine leichtere Construction ähnlicher Art, welche für ein Ponceletrad bestimmt ist, veranschaulichen Fig. 861—863. *a a a* zeigen die nach aussen liegenden Felder mit eingelegten Armen, *b* ein ebensolches Feld ohne eingelegten Arm und *c c* zwei Felder, von der nach innen gelegenen Seite betrachtet.

Fig. 864—866 stellen eine gusseiserne Rosette für ein grosses oberschlächtiges Rad dar, die hölzerne Arme und Diagonalen aufzunehmen hat, welche durch Deckel (Fig. 866) mittelst Schrauben, die durch beide Stäbe hindurchgehen, befestigt werden.

Endlich zeigen noch Fig. 867—868 eine Rosette für Suspensionsarme, zu deren Befestigung an ersterer Keile dienen.

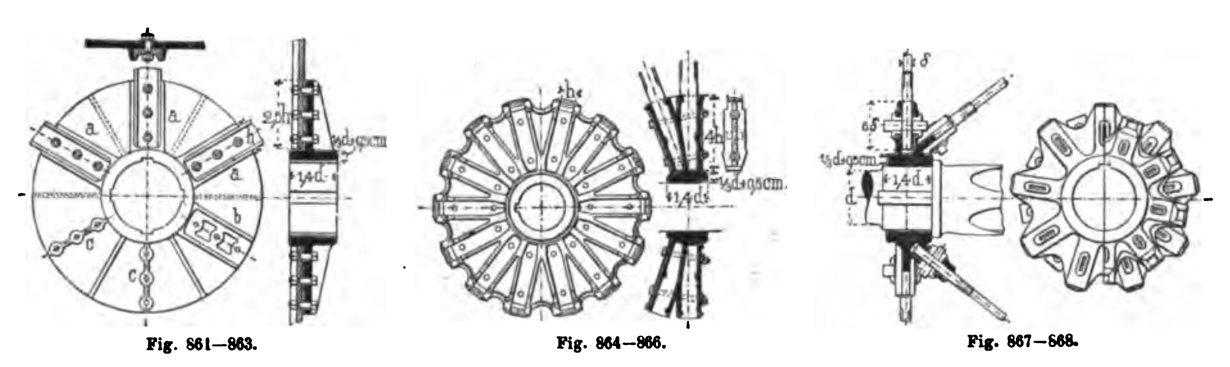


Fig. 861—863. Fig. 864—866. Fig. 867—868.

Die Naben der Rosetten berechnet man nach den Formeln für Räder (siehe hierüber Bd. I), ohne sich indessen streng daran zu halten; ihr Durchmesser wird so gewählt, dass die steifen Arme auf die 2—4fache Armbreite darin einzulegen sind; die Zugarme werden auf eine Länge gleich dem 5—6fachen Durchmesser eingesteckt.

Hölzerne **Wasserradswellen** (aus Eichenholz) macht man durchaus oder wenigstens an den Stellen, wo die Arme daran befestigt werden, vier-, sechs- oder achteckig. Ihre Stärke ist in der Praxis gleich

dem drei- bis vierfachen Durchmesser von gusseisernen Wellen. Hinsichtlich der Einsetzung der schmiedeeisernen oder Stahlzapfen vergl. Bd. I, Fig. 137—143.

Gusseiserne Wellen finden sich sowohl mit hohlem cylindrischen, als Kreuzquerschnitt; schmiedeeiserne gewöhnlich mit cylindrischem.

Ihre Beanspruchung ist eine verschiedene, je nachdem das Kraftmoment durch sie hindurch und durch ein auf ihnen sitzendes Zahnrad weiter geleitet wird, oder ob ein direct am Rade oder an den Armen befestigter Zahnkranz das Kraftmoment fortleitet. Im ersten Falle werden sie ausser durch das Eigengewicht des Rades und das Gewicht des in ihm enthaltenen Wassers auf Biegung, durch das Kraftmoment auf Verdrehung beansprucht, im zweiten Falle durch die beiden Belastungen auf Biegung, während nur ein Theil der verdrehenden Kraft auf die Welle wirkt.

Bei alleiniger Berücksichtigung des verdrehenden Momentes berechne man die Stärke der gusseisernen cylindrischen Welle nach $D = 160 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ (bezüglich der Einsetzung gleichwerthiger anderer Querschnitte vergl. Bd. I, S. 20); die Stärke der schmiedeeisernen cylindrischen Welle nach $D = 130 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$.

Bei Verwendung eines Zahnkranzes an der einen Seite des Rades und zwei Armsystemen kann man das Drehmoment, welches von dem zweiten Armsystem auf die Welle und von da mittelst des anderen Armsystems auf das Zahnrad übertragen wird, gleich der Hälfte des gesammten Momentes annehmen; bei 3 Armsystemen überträgt das mittlere ungefähr zwei und das dritte Armsystem ein Viertel des ganzen Momentes durch die Welle auf das erste Armsystem und den Zahnkranz. Dieser geringeren Beanspruchung entsprechend kann man auch die Wellendimensionen schwächer halten.

Die Berechnung der Achsen auf Biegung erfolgt nach den in Bd. I, S. 19 und 20 gegebenen Regeln. Dabei ist indessen noch zu bemerken, dass bei zwei Armsystemen durch jedes derselben die Hälfte des Gewichtes von Rad und Wasser auf die Welle kommt, bei 3 Armsystemen aber erfolgt die Vertheilung der Last so, dass durch die äusseren Armsysteme je $^3/_{16}$, durch das innere $^{10}/_{16}$ zu tragen sind.

Ist das eine der beiden Momente (Torsionsmoment und Biegungsmoment) viel grösser als das andere, so kann man dieses letztere ganz ausser Acht lassen; sind sie aber nahezu gleich, so muss man die Achsen auf zusammengesetzte Festigkeit berechnen und kann alsdann die Bd. I, S. 22 gegebene Formel benutzen.

Die **Zahnkränze** werden entweder an die Radkränze befestigt oder auch, besonders bei Holzrädern, an die (steifen) Radarme und erhalten nach der Bauart der Räder innere wie äussere Verzahnung. Sie werden aus einzelnen Segmenten zusammengesetzt (s. Fig. 869—871), die unter einander und mit dem Rad durch Schraubenbolzen möglichst genau verbunden werden, auch müssen dieselben bei hölzernen Rädern durch eiserne Stangen mit der Rosette oder Welle in Verbindung gesetzt sein, damit, wenn das Holz sich verziehen sollte, der Zahnkranz nicht excentrisch zur Radachse werden kann. Die Querschnittsdimensionen des winkelförmigen Theiles, an welchen die Zähne angegossen sind, können der Zahndicke proportional gemacht werden. Die Zahnstärken berechnet man nach der Grösse des auf sie wirkenden Druckes oder aus dem Verhältniss der zu übertragenden Pferdestärken, der minutlichen Tourenzahlen und dem Radius des Kranzes und bestimmt sie nach den in Bd. I, S. 46 und 48 gegebenen Regeln und Tabellen.

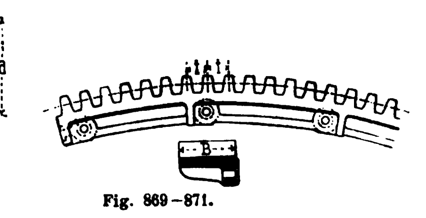
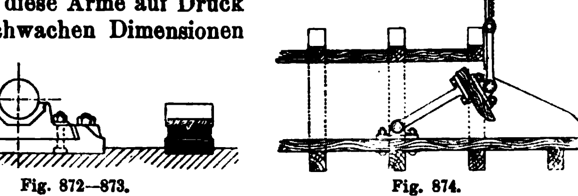


Fig. 869—871.

Sehr vortheilhaft ist es, das eingreifende Getriebe so anzubringen, dass die Linie, welche den Mittelpunkt des Rades und des Getriebes verbindet, durch den Schwerpunkt der im Rade enthaltenen Wassermasse geht, denn in diesem Falle kann das Gewicht des Wassers nicht auf die Zapfen des Rades wirken.

Besonders wichtig ist die Einhaltung dieser Vorschrift bei Rädern mit Zugarmen, denn im entgegengesetzten Falle werden diese Arme auf Druck in Anspruch genommen, welchem sie wegen ihrer schwachen Dimensionen nur geringen Widerstand entgegenzusetzen vermögen.

Die **Zapfenlager** werden bei Rädern, in denen die einwirkenden Kräfte hauptsächlich in verticaler Richtung wirken, häufig nur in den unteren Theilen, Fundamentplatte, Lagerrumpf und untere Lagerschale ausgeführt (Fig. 872—873); der Deckel bleibt ganz weg oder wird durch einen einfach übergelegten Staubdeckel ersetzt; bei Rädern, in welchen die Resultante aller einwirkenden Kräfte wesentlich von der verticalen Richtung abweicht, finden sich vollständig ausgebildete Lager. Ihre


Fig. 872—873. Fig. 874.

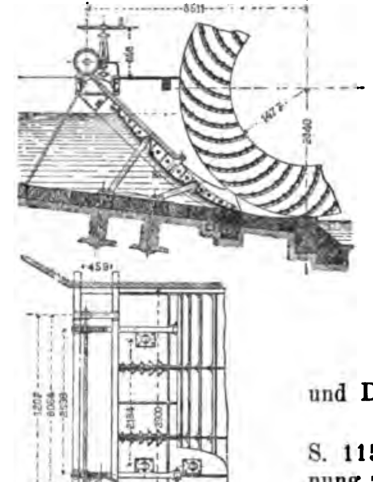


Fig. 875—876.

Construction erfolgt nach den Bd. I, S. 29 u. ff. für Stehlager gegebenen Regeln. Statt der Metallschalen finden sich auch solche von Pockholz; die Schmierung geschieht durch Wasser.

Gerinnboden und Kropfbreter erhalten die Dicke $\frac{a}{10}$; letztere finden ihre Lagerung auf dem Gemäuer oder auf besonderen seitlich darunter aufgestellten gusseisernen Trägern.

Die Coulisseneinläufe besitzen gewöhnlich einen gusseisernen Rahmen, in welchen Gusschaufeln eingegossen oder Blechschaufeln eingesetzt sind.

Die **Schützen** werden entweder als einfache, seitlich geführte Gleitschützen ausgeführt oder als leicht bewegliche Lenkerschützen, die durch eine oder zwei Stangen gehalten, ihre Bewegung um deren End- und Drehpunkte beschreiben.

Die Gleitschützen weichen von den im Abschnitt „Wasserbau" Bd. II, S. 115 u. 116 besprochenen nur wenig ab und genügt es, nur noch die Anordnung zweier Lenkerschützen darzustellen. Fig. 874 zeigt eine solche Holzschütze für ein oberschlächtiges Wasserrad, Fig. 875—876 eine gusseiserne für ein Ponceletrad. Bezüglich der Schützenaufzüge ist ebenfalls auf den Abschnitt „Wasserbau" zu verweisen.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Hart, J., Wasserräder und Turbinen aus „Constructionen aus dem Maschinenbau" (Jahrbuch des Polytechn. Vereins zu Carlsruhe).

Meissner, Hydraulik und hydraulische Motoren. Jena, Costenoble.

Redtenbacher, F., Der Maschinenbau. Bd. II. München. Bassermann.

——————, Resultate für den Maschinenbau. München. Bassermann.

——————, Theorie und Bau der Wasserräder. München. Bassermann.

Uhland, W. H., Der „Practische Maschinen-Constructeur". Leipzig. Baumgärtner.

——————, Kalender für Maschinen-Ingenieure. Leipzig. Baumgärtner.

C. Turbinen.

Turbinen sind diejenigen hydraulischen Motoren, bei welchen das Wasser sich relativ zu den Schaufeln in Bewegung befindet (s. S. 127). Man unterscheidet sie je nach der Richtung, in welcher das Wasser auf das Rad einwirkt, in Radialturbinen und Axialturbinen und beide Gruppen in vollbeaufschlagte (Vollturbinen) und partiell beaufschlagte (Partialturbinen), je nachdem das Aufschlagwasser am ganzen Turbinenrand oder nur an einer oder zwei Stellen desselben zuströmt. Oder man theilt sie je nach der Wirkungsweise des Wassers in Actionsturbinen (Druckturbinen), welche die mechanische Arbeit ausschliesslich aus der lebendigen Kraft des Wassers (dessen Geschwindigkeit allein verwerthet wird) gewinnen und in Reactionsturbinen, bei welchen ausser durch die immerhin auftretende Wirkung der lebendigen Kraft hauptsächlich durch die blosse Pressung des Wassers die mechanische Arbeit erzeugt wird.

Jede der gebräuchlicheren Turbinen besitzt einen feststehenden Leitapparat, der mittelst gekrümmter Schaufeln das Wasser in das Laufrad, die eigentliche Turbine, einführt. Zwischen Leit- und Laufrad verbleibt stets ein gewisser Zwischenraum, der Spalt, der bei genauer Ausführung etwa 3 — 4 mm, sonst aber 5—8 mm und bei Actionsturbinen zuweilen noch mehr beträgt.

Turbinen zieht man in den Fällen den langsamer laufenden Wasserrädern vor, wo man rasche Umdrehungsbewegung ohne bedeutende Radübersetzung erzielen will (die Tourenzahl ist neuerdings selten über 300 pro Minute), doch wird ihre Anwendung auch durch die Natur der vorhandenen Wasserkräfte bedingt. Die Wasserzuführung geschieht durch einfache Canäle, bei hohen Gefällen besonders durch eiserne Röhren; die Zuströmungsgeschwindigkeit beträgt nicht über 1 m.

Radialturbinen sind die Fourneyronturbine, die Cadiatturbine (gleich der von Fourneyron, jedoch ohne Leitapparat), die Francisturbine und endlich die schottische Turbine; ferner das Zuppinger'sche Tangentialrad, die Cansonturbine (eine Umkehrung der vorigen), die Schwammkrugturbine und die Girardturbine mit radialer Wasserbewegung; auch das Ponceletrad kann hierher gerechnet werden.

Axialturbinen: Die Henschel-Jonvalturbine, die Fontaineturbine und die Girardturbine mit axialer Wasserbewegung, endlich die Hänel'sche Turbine.

Zur Berechnung der Turbinen bezeichne: Q die Wassermenge pro Secunde in cbm; H das disponible Gefälle (Maschinengefälle); H_2 die Druckhöhe, welche der Ausflussgeschwindigkeit aus dem Leitapparate entspricht ($H_2 = H - (d_1 + H_1 + \sigma)$; H_1 die Höhe des Freihängens der Actionsturbinen; D den mittleren Durchmesser der Turbine ($D = 2R$); B die lichte Breite (radiale Dimension) der Leitcanäle am Austritt; B_1 die lichte radiale Breite der Radcanäle am Eintritt; B_2 die lichte Breite der Radcanäle am Austritt; d und d_1 die Höhe des Leitapparates und Laufrades; σ die Spaltweite; t und t_1 die Schaufeltheilung des Leitapparates und Laufrades; i und i_1 die Anzahl der Canäle des Leitapparates und Laufrades; s und s_1 die normale Weite der Leit- und Laufradcanäle an den Austrittsstellen; F die Summe sämmtlicher Ausflussquerschnitte des Leitrades; ε die Dicke der Leitradschaufeln, ε_1 diejenige der Turbinenschaufeln; α den Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Leitradebene und β denjenigen der Laufradschaufeln mit der oberen Laufradebene, γ den Winkel der Laufradschaufeln mit der unteren Laufradebene; U die absolute Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade; u die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad; u_1 die relative Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade; w die absolute Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade; v die vortheilhafteste mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Turbine; n die zugehörige vortheilhafteste Tourenzahl pro Minute.

1. Reactionsturbinen.

Turbinen nach dem System Henschel-Jonval.

Das Wasser tritt bei den Reactionsturbinen aus dem Leitrade mit einer geringeren absoluten Geschwindigkeit aus, als der über demselben stehenden Wassersäule oder dem Gefälle H entspricht (also $< \sqrt{2gH}$); dadurch entsteht zwischen Leit- und Laufrad ein Ueberdruck, welcher in letzterem nutzbar gemacht wird, indem hierdurch theils die lebendige Kraft, theils die Pressung des Wassers im Rade vermehrt, die Bewegung des Wassers im Rade also beschleunigt wird.

Die absolute Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus dem Leitapparate ist $U = \sqrt{gH \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)}}$, steht also in directer Beziehung zu der Grösse der Winkel α und β. Da nun ferner $U < \sqrt{2gH}$ ist, so muss $\frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)} < 2$ und danach $2\alpha + \beta < 180^0$ sein. Je mehr dieser Bedingung genügt wird, desto mehr arbeitet die Turbine mit Reaction, d. h. um so bedeutender wird der Ueberdruck am Spalt und um so mehr die Bewegung des Wassers im Rade beschleunigt. Werden die Canäle des Laufrades noch ganz mit Wasser angefüllt, ohne dass jedoch ein Druck im Rade herrscht, also bei dem Grenzwerth $2\alpha + \beta = 180^0$, so hat man eine sog. Grenzturbine; der Motor arbeitet dann mit reiner Action.

Eine Reactionsturbine — **Jonvalturbine** — (da diese fast ausschliesslich angewendet werden) kann sowohl im Unterwasser als auch über demselben angeordnet werden, ohne dass der Wirkungsgrad der Turbine ein anderer wird. Es ist gleichgiltig, ob bei einem gegebenen Gefälle die Wassersäule über der Turbine drückt oder unterhalb derselben saugend wirkt und werden die Jonvalturbinen gewöhnlich 6 — 7 — 8 m (theoretisch 10,334 m, jedoch ist dies in der Praxis nicht ausführbar) über dem Wasserspiegel angeordnet. In diesem Falle muss die Turbine in einem Rohre (**Saugrohr**) angeordnet sein, welches mit seinem Ende in das Unterwasser (150—300 mm, bei grösserem Durchmesser 500—600 mm tief) hineinreicht und welches so ausgeführt sein muss, dass es den in der Turbine herrschenden Ueberdruck nicht gegen die Atmosphäre ausgleicht. Das Gefälle theilt sich dann in das über der Turbine wirkende Druckgefälle und in das unterhalb derselben wirkende Sauggefälle. Die nebenstehende Tabelle giebt Angaben über die practisch zulässige Saughöhe bei Jonvalturbinen:

Durchmesser des Saugrohres in m	Zulässige Saughöhe in m
4,000	3,000
3,500	3,400
3,000	3,800
2,500	4,200
2,000	4,500
1,500	6,000
1,000	8,000
0,700	8,500
0,500	8,500
0,300	9,000
0,150	9,500

Von diesen Saughöhen ist noch der Werth $\frac{w^2}{2g}$ abzuziehen, wenn das Gefälle grösser als 10 m ist $\left(w \text{ ca. } \frac{\sqrt{2gH}}{6}\right)$.

Der Nutzeffect einer Jonvalturbine beträgt bei voller Beaufschlagung ca. 70%, sinkt dagegen bei partieller Beaufschlagung in der Weise, dass das Güteverhältniss mit dem Quadrate der Wassermenge abnimmt. Man sollte infolge dessen eine derartige theilweise Beaufschlagung nur in Ausnahmefällen anwenden. Da die Jonvalturbinen in beliebiger Tiefe im Unterwasser arbeiten können, so ist ihre Anlage überall dort zu empfehlen, wo der Unterwasserspiegel stark veränderlich ist und genügende Wassermengen jederzeit zur Verfügung stehen.

Wird bei einer vorhandenen Wasserkraft nicht die ganze disponible Wassermenge vom Motor absorbirt, sodass auch bei Niederwasser das nöthige Quantum für den Motor vorhanden ist, so wird jederzeit eine Jonvalturbine in Anwendung gebracht. Dasselbe ist der Fall, wenn der Localverhältnisse halber das Turbinenrad nicht unmittelbar über dem Unterwasserspiegel angebracht werden kann, vielmehr in einem grösseren Abstande (bis zu 8 m) über demselben angelegt werden soll.

Die Jonvalturbinen haben ausschliesslich Laufradcanäle von gleichbleibender lichter (radialer) Breite, welche stets um 6—10 mm grösser ist als die der Leitcanäle. Letztere erhalten oben eine etwas grössere Breite als unten.

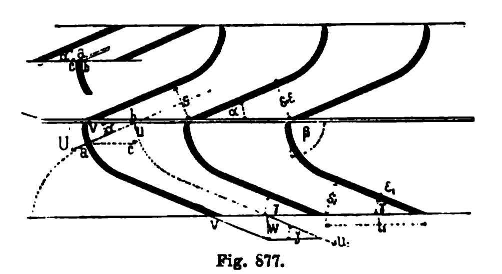


Fig. 877.

Der grösste Durchmesser einer Jonvalturbine, welcher Anwendung findet, ist etwa 3,3 m und kann bei diesem Durchmesser, entgegen den gewöhnlichen Regeln, eine Kranzbreite von 0,6 m angewendet werden, wobei das Laufrad aber 3 Kränze erhält, also aus zwei Abtheilungen von je 0,30 m Breite besteht. Eine solche Turbine consumirt bei einem Gefälle von 1,5 m eine Wassermenge von 10 cbm per Secunde, was so ziemlich als das Maximum für ein einzelnes Rad angenommen werden kann.

Die Schaufelzahl des Leit- und Laufrades i und i_1 ist rein empirisch ($i_1 = \frac{10R}{0,1 + 0,25R}$ für gusseiserne Schaufeln, $i_1 = \frac{10R}{0,08 + 0,22R}$ für schmiedeeiserne Schaufeln). Der Werth von i schwankt dann zwischen $^2/_3\, i_1$ bis i_1 und wird gewöhnlich $= i_1 - 1$ gemacht. Eine vollständige Gleichheit der Schaufelzahl von Leit- und Laufrad vermeidet man deshalb gern, da im Falle der Gleichheit der Ausflussquerschnitt des Leitrades durch die vorbeipassirenden Schaufelkanten in zu weiten Grenzen variirt, welcher Umstand Stösse im Rade herbeiführt.

Die nachfolgende Tabelle auf S. 141 enthält practische Regeln für die Construction von **Henschel-Jonvalturbinen** (s. Fig. 877) für die verschiedenen Wasser- und Gefällverhältnisse.

Construction des Schaufelapparates. In der Tabelle auf S. 141 ist für den Winkel β Fig. 877 definitiv der Werth 90° angegeben worden, da durch keinen anderen Winkel ein besseres Resultat erreichbar ist, derselbe eine gleiche Beschaufelung beider Räder gestattet und mittlere Werthe der Reaction, des Ueberdruckes und der Schaufelkrümmung im Gefolge hat.

Bei dem Werthe $\beta = 90^0 - \alpha$, wie man dies oft ausführt (Fig. 881), werden die Reibungs- und Stossverluste zu einem Minimum, jedoch resultirt daraus nur ein Vortheil von 1% des totalen Effectes der Wasserkraft. Ebenso findet man den Winkel β oft gleich $90^0 - {}^1/_2\,\alpha$, da dieser Werth am günstigsten ist für die Empfindlichkeit der Turbine gegen Geschwindigkeitsänderungen. Obige Vortheile drängen jedoch die mit den letzteren Winkelverhältnissen verbundenen in den Hintergrund und der Werth $\beta = 90^0$ tritt stets als der günstigste hervor.

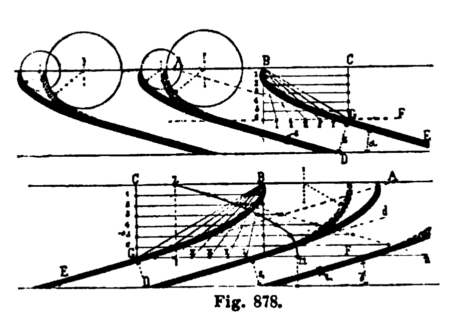


Fig. 878.

Die Schaufelform der Turbinen ist an keine bestimmte Curve gebunden und ist nur darauf zu achten, dass 1) der Uebergang der einen Richtung in die andere allmählich stattfindet; 2) die Canäle sich nicht plötzlich, sondern nach und nach verengen; 3) die Schaufelenden einander parallel sind, sodass das Wasser ohne jede Contraction ausfliesst.

Die Schaufeln werden nach einer Parabel, aber auch nach Kreisbögen gebildet und sollen beide Constructionen hier angegeben werden. Die Verzeichnung geschieht stets auf dem abgewickelten Cylindermantel vom mittleren Durchmesser D.

1. Construction. Von einem beliebigen Punkte D der unteren Radebene (Fig. 878) aus trägt man Dd unter dem Winkel γ auf, errichtet in D zu Dd eine Senkrechte gleich $s_1 + \epsilon_1$ und zieht durch den Endpunkt G die Linie GE parallel zu Dd. Durch eine Parallele durch den Punkt G zu der unteren Radebene wird der Theil der Radhöhe abgeschnitten, welcher den gekrümmten Theil der Schaufeln GB enthält. Um diesen letzteren an das Schaufelende EG anzuschliessen, verlängere man GE bis A, halbire AC und man erhält in B den Endpunkt der Schaufel als Scheitel der Parabel. Nun ziehe man

		Nachstehende Formeln gelten, wenn $F > 1{,}5$ qm.	Nachstehende Formeln gelten, wenn $0{,}20 \leqq F \leqq 1{,}5$ qm.	Nachstehende Formeln gelten, wenn $F < 0{,}20$ qm.
		Grosse Wassermengen Q und kleine Gefälle H. $Q = 5-12$ cbm per Sec.; $H = 0{,}5-3$ m	Mittlere Wassermengen Q und mittlere Gefälle H. $Q = 1-5$ cbm per Sec.; $H = 1{,}5-8$ m	Kleine Wassermengen Q und grosse Gefälle H. $Q = 1-1{,}5$ cbm per Sec.; $H = 8-12$ m
Wirkungsgrad	$\eta =$	0,7	0,7	0,7
Effective Leistung	$Ne =$	$0{,}7 \frac{1000\,QH}{75}$	$0{,}7 \frac{1000\,QH}{75}$	$0{,}7 \frac{1000\,QH}{75}$
Die Summe sämmtlicher Ausflussquerschnitte des Leitrades (in qm)	$F =$	$\frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2gH}}$	$\frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2gH}}$	$\frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2gH}}$
Die absolute Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade (in m pro Sec.)	$U =$	$0{,}676\sqrt{2gH}$	$0{,}676\sqrt{2gH}$	$0{,}676\sqrt{2gH}$
Der mittlere Durchmesser der Turbine (in m)	$D =$	$2\sqrt{\frac{Q}{U}}$ bis $2{,}5\sqrt{\frac{Q}{U}}$	$2{,}5\sqrt{\frac{Q}{U}}$ bis $3\sqrt{\frac{Q}{U}}$	$3\sqrt{\frac{Q}{U}}$ bis $4\sqrt{\frac{Q}{U}}$
Die lichte Breite der Leitcanäle (radiale Dimension derselben in m)	$B =$	$\frac{D}{2{,}5}$ bis $\frac{D}{4}$; oder: $\frac{F}{s \,.\, i}$	$\frac{D}{4}$ bis $\frac{D}{5}$; oder: $\frac{F}{s \,.\, i}$	$\frac{D}{5}$ bis $\frac{D}{6}$; oder: $\frac{F}{s \,.\, i}$
Höhe der Schaufelung (Kranzhöhe) des Leit- und Laufrades (in m)	$d = d_1 =$	$\frac{D}{10}$ bis $\frac{D}{12}$	$\frac{D}{8}$ bis $\frac{D}{9}$	$\frac{D}{5}$ bis $\frac{D}{6}$
Der Winkel der Leitschaufeln mit der unteren Radebene	$\alpha =$	20^0 bis 24^0	16^0 bis 20^0	15^0 bis 17^0
Der Winkel der Radschaufeln mit der oberen Radebene	$\beta =$	90^0	90^0	90^0
Der Winkel der Radschaufeln mit der unteren Radebene	$\gamma =$	20^0 bis 24^0	$14\frac{1}{2}^0$ bis 17^0	13^0 bis 16^0
Die relative Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade (in m pro Sec.)	$u_1 =$	$0{,}676\sqrt{2gH}$	$0{,}676\sqrt{2gH}$	$0{,}676\sqrt{2gH}$
Die absolute Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade (in m pro Sec.)	$w =$	$u_1 \sin\gamma$ od. ca. $\frac{\sqrt{2gH}}{6}$	$u_1 \sin\gamma$ od. ca. $\frac{\sqrt{2gH}}{6}$	$u_1 \sin\gamma$ od. ca. $\frac{\sqrt{2gH}}{6}$
Die Schaufeltheilung für Leit- und Laufrad	$t = t_1 =$	250 mm bis 300 mm	$\frac{D}{7{,}5}$ bis $\frac{D}{9}$	120 mm bis 150 mm
Die normale Weite der Leit- und Laufradcanäle an der Austrittsstelle	$s =$ $s_1 =$	$t \sin\alpha - \varepsilon$ $t_1 \sin\gamma - \varepsilon_1$	$t \sin\alpha - \varepsilon$ $t_1 \sin\gamma - \varepsilon_1$	$t \sin\alpha - \varepsilon$ $t_1 \sin\gamma - \varepsilon_1$
Vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radumfange (in m)	$v =$	$U \cos\alpha$	$U \cos\alpha$	$U \cos\alpha$
Die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen pro Minute	$n =$	$\frac{60\,v}{\pi D}$	$\frac{60\,v}{\pi D}$	$\frac{60\,v}{\pi D}$
Dicke der Leit- und Laufradschaufeln	$\varepsilon = \varepsilon_1 =$	5—7 mm Blech, 9—21 mm Gusseisen	5—6 mm Blech, 8—10 mm Gusseisen	4—5 mm Blech, 6—8 mm Gusseisen

von B senkrecht auf GF, theile GC sowie CB in eine Anzahl z. B. 6 gleiche Theile und verbinde, nachdem man durch die Theilpunkte 1, 2, 3, 4, 5 Parallele zu FG gezogen hat, den Punkt B mit den Theilpunkten I, II, III, IV, V und man erhält in der in der Figur ersichtlichen Weise Punkte der Parabel. An die so erhaltene Linie hat man nur die Schaufeldicke ε_1 anzutragen und eine Aequidistante zu ziehen, um die ganze Stärke der Schaufel zu erhalten. Bei B ist die Schaufel in der Richtung von U gehörig zuzuschärfen, damit der Stoss des Wassers zu einem Minimum wird. In ganz gleicher Weise wie die Radschaufeln construirt man auch die Leitschaufeln, nur dass man statt γ den Winkel α nimmt.

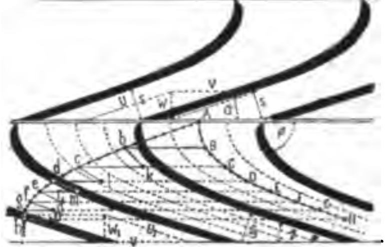


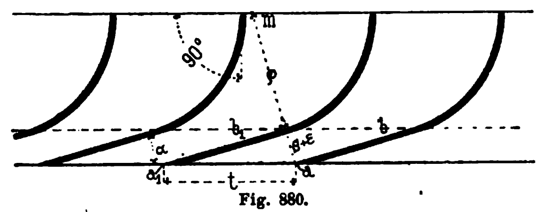
Fig. 879.

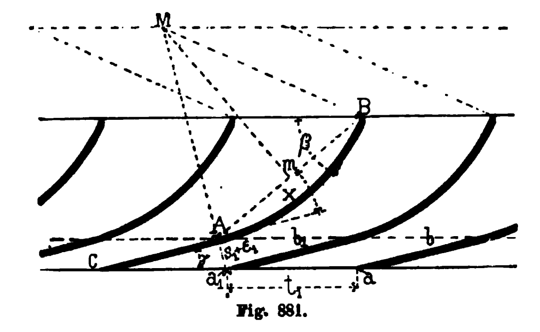
Um zu der erhaltenen Schaufelform BG den zugehörigen absoluten Wasserweg zu finden, ziehe man von einem beliebigen Punkte z der oberen Radebene die Linie zn in der Richtung der absoluten Eintrittsrichtung des Wassers, d. h. in der Richtung der parallelen Schaufelenden des Leitrades und der Halbirungspunkt m der Linie in ist der Scheitel der ebenfalls parabolischen Wegcurve, die genau wie die Schaufelform oder der relative Wasserweg construirt wird.

Die Parabel ist aber am Scheitel mit einer sehr plötzlichen Krümmung ausgestattet, und muss man, um eine brauchbarere Form zu erhalten, den Scheitel durch ein weniger gekrümmtes Kreisbogenstück in der in Fig. 878 veranschaulichten Weise ersetzen. Hiermit fällt aber jeder Nutzen einer gesetzmässig ge-

bildeten Schaufelform weg und man bildet deshalb auch oft das krumme Stück der Schaufelform nach dem Gefühl mit Hilfe eines Curvenlineals (Fig. 879). Den absoluten Wasserweg *Abcdefgh* kann man aus dem relativen *ABCDEFGH* resp. der Schaufelform jederzeit leicht finden.

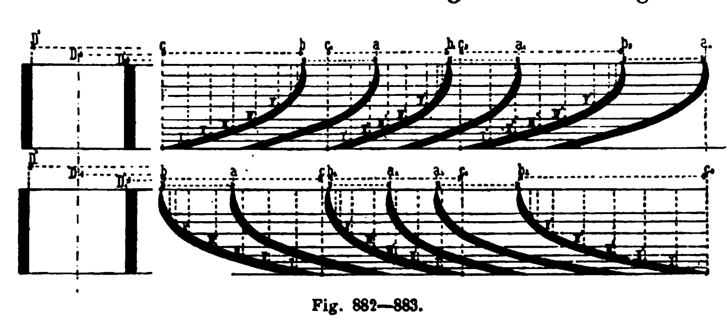
2. Construction. Beim Leitrade (Fig. 880) trage man die Theilung $t = \frac{D\pi}{i} = a\,a_1$ an der unteren Radebene ab und ziehe die untersten Schaufelstücke ab und $a_1 b_1$ geradlinig unter dem Winkel α geneigt. In a errichte man zu ab eine Senkrechte $a b_1 = s + \varepsilon$, und man erhält in der Parallelen durch b_1 zur unteren Radebene die Linie, welche die Höhe des Rades mit den geradlinigen, parallelen Schaufelstücken abschneidet. Der Krümmungsmittelpunkt für das gekrümmte Leitschaufelstück ist der Schnittpunkt m der oberen Leitradebene mit der Verlängerung von $a b_1$.


Fig. 880.


Fig. 881.

Die Laufradschaufeln (Fig. 881) werden construirt, indem man erst wieder die Theilung des Laufrades $t_1 = \frac{D\pi}{i_1} = a\,a_1$ an der unteren Laufradebene abträgt, das letzte Schaufelelement CA unter dem Winkel γ geradlinig aufzeichnet und auf folgende Weise das gekrümmte Schaufelstück AB unter dem Winkel β gegen die obere Radebene anschliesst: Man verlängere CA und trage von A als Scheitel den Winkel $x = \frac{\beta - \gamma}{2}$ an diese Verlängerung an; sodann halbire man das Stück AB dieses neuen Schenkels und errichte in diesem Halbirungspunkte m eine Senkrechte. Der Schnittpunkt M dieser letzteren mit der Senkrechten MA in A zu CA ist der Krümmungsmittelpunkt zur Schaufel. Die Mittelpunkte der anderen Schaufeln liegen natürlich alle auf einer Parallelen durch M zu den Radebenen.

Diese Constructionen bezogen sich, wie bereits erwähnt, nur auf den mittleren Schnitt des Turbinenkranzes, es ist jedoch nothwendig, die Construction auch für den inneren und äusseren Umfang des Schaufelkranzes auszuführen. Dieses geschieht auf folgende Weise:


Fig. 882—883.

Bezeichnen wir Fig. 882 — 883 zum Unterschiede von D mit D' und D'' die Durchmesser des inneren und äusseren Umfanges des Schaufelkranzes, so trage man zunächst den mittleren Schnitt der Schaufel, dessen Theilung $= b\,a = \frac{D\pi}{i}$ ist, in bekannter Weise auf und man erhält die horizontal gemessene Schaufellänge bc. Für den inneren Schnitt trage man zunächst die diesem entsprechende Theilung $b_1 a_1 = \frac{D'\pi}{i}$ auf und ebenso die horizontal gemessene Schaufellänge $b_1 c_1$, die hier gegen die am mittleren Umfang im Verhältniss $\frac{D'}{D}$ kleiner wird, also $= bc\,\frac{D'}{D}$; sodann theile man bc und $b_1 c_1$ in eine gleiche Anzahl z. B. 6 gleicher Theile, ziehe durch diese Theilpunkte Senkrechte, wodurch sich auf der Schaufel des mittleren Schnittes die Punkte *I II III* etc. ergeben, ziehe durch letztere Horizontale und man erhält in den Schnittpunkten *I' II' III'* etc. entsprechende Punkte der inneren Schaufelform. In derselben Weise verfährt man bei dem äusseren Schnitt, indem man erst die entsprechende Theilung $a_2 b_2 = \frac{\pi D''}{i}$ und die gegen den mittleren Schnitt im Verhältniss von $\frac{D''}{D}$ grössere horizontal gemessene Schaufellänge $b_2 c_2 = bc\,\frac{D''}{D}$ abträgt.

Die Construction für das Laufrad ist dieselbe.

Im Falle eine Regulirung der Jonvalturbinen angewendet wird, kann dieselbe nach verschiedenen Methoden geschehen: a) Die Regulirung durch die Einlaufschütze ist nur da anzuwenden, wo

jederzeit eine überflüssige Wassermenge vorhanden ist und wo vor der Einlaufschütze ein Ueberfall-Leerlauf angebracht ist, wo es also auf eine vortheilhafte Ausnutzung des Wassers bei kleinerem Kraftbedarf gar nicht ankommt. b) Die Regulirung durch die Ablaufschütze ist auch nicht als eine zweckmässige zu bezeichnen, weil die Nutzleistung des Motors bei Verengung der Schützenöffnung und somit Verkleinerung der Durchflussgeschwindigkeit durch das Rad mit dem Quadrate der letzteren abnimmt. c) Die Regulirung durch die Drosselklappe findet man bei Jonvalturbinen mit grösseren Gefällen häufig angewendet, jedoch gilt auch von dieser bezüglich der Leistung dasselbe wie von der vorhergehenden. Stete Anwendung finden aber die Drosselklappen und Ablaufschützen resp. Schieber bei Anwendung eines Saugrohres, denn es ist zur Ingangsetzung der Turbine nöthig, erst das Saugrohr zu füllen, während welcher Zeit dasselbe unten abgeschlossen sein muss. Bei der Drosselklappe (Fig. 884) sei erwähnt, dass dieselbe im geschlossenen Zustande stets ganz im Unterwasser liegen muss. Es ist immer darauf zu achten, dass der Abstand des Endes des Saugrohres vom Boden des Abflusscanales eines guten Wasserabflusses wegen mindestens $J = \frac{D}{4}$ betragen muss. Besser zu dem ebenbesprochenen Zwecke eignet sich die Ringschütze, wie solche bei der Aufstellung Fig. 889 angewendet ist. d) Regulirung durch Abschliessen eines Theiles der Leitcanäle. Obgleich durch die Theorie verboten ist, eine Jonvalturbine als Partialturbine zu construiren, so bildet diese Methode doch eine viel bessere Regulirung als die vorigen, denn schliesst man einige Leitcanäle durch Schieber, Fig. 885, ab, so bleibt die Ausflussgeschwindigkeit aus den Leitcanälen immer gleich gross wie beim Vollgange und der Wirkungsgrad nimmt nur unwesentlich ab. Die geöffneten Canäle sind jedoch unter allen Umständen ohne Unterbrechung aufeinander folgen zu lassen, auch ist es schädlich, die Schieber bei einer Jonvalturbine nur theilweise zu schliessen, wie der dritte Schieber in Fig. 885 zeigt. e) Eine vollkommene Regulirung würde darin bestehen, dass man den Querschnitt der Lauf- und Leitcanäle gleichmässig verkleinerte, was jedoch schwer zu realisiren ist. f) Die Regulirung durch Anwendung mehrerer Schaufelkränze wird später ausführlich besprochen werden.

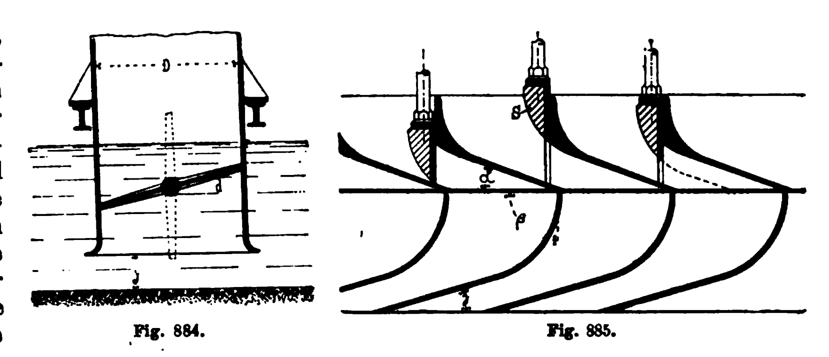


Fig. 884. Fig. 885.

Die Regulirung der Jonvalturbinen durch Anwendung zweier oder mehrerer Turbinen verschiedener Grösse kann nur bei grossartigen Anlagen angewendet werden, bei welchen ohnehin mehrere Motoren angelegt werden müssen.

Je nach den Wasser- und Gefällverhältnissen, sowie nach den Zwecken, welchen dieselben dienen, ist die Aufstellung der Jonvalturbinen sehr verschieden. Zunächst hat man dabei zu unterscheiden Turbinen mit offenem Wasserkasten (s. Fig. 886—888) und solche mit geschlossenem Wasserkasten (s. Fig. 889); letztere kommen besonders bei sehr hohen Gefällen in Anwendung. Bei allen Anordnungen ist auf die Möglichkeit einer leichten Montirung und Demontirung des Motors Rücksicht zu nehmen.

Fig. 886 zeigt die Anordnung einer Jonvalturbine mit offenem Wasserkasten für ein sehr kleines Gefälle von ca. 0,8 — 1 m und constanter Wassermenge, welch letztere eine Regulirungsvorrichtung entbehrlich macht. Das Turbinenrad r_1 berührt entweder den Unterwasserspiegel oder taucht unter denselben.

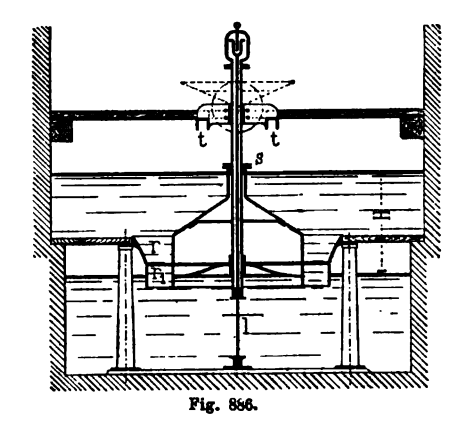
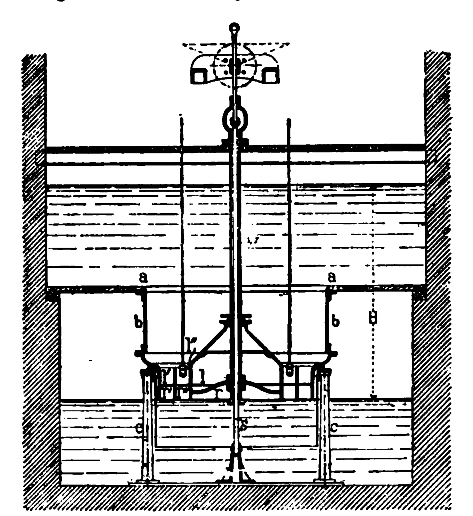


Fig. 886.

In Fig. 887 sieht man eine solche Turbine für ein etwas grösseres Gefälle von etwa 4 m und eine veränderliche Wassermenge, welch letztere eine complete Schieberregulirung bedingt, welche folgendermassen eingerichtet ist: Es hat jeder Leitcanal des inneren Schaufelkranzes einen verticalen Schieber (s. Fig. 885), deren zwei an eine gemeinschaftliche Zugstange gehängt sind, welche letzteren von einem oben angebrachten, beweglichen, mit gebrochener Nuth versehenen Regulirungskranze eine nach der anderen gehoben oder gesenkt werden können. Auf diese Weise lässt man den äusseren Kranz allein arbeiten beim kleinsten Wasserstande, indem alsdann der innere Kranz gänzlich geschlossen ist. Bei mittlerem Wasserstande wird auch der innere Kranz theilweise, bei hohem Wasserstande ganz geöffnet.

Bei kleinerem Wasserstande ist auch das Gefälle grösser, da der Oberwasserspiegel beständig in

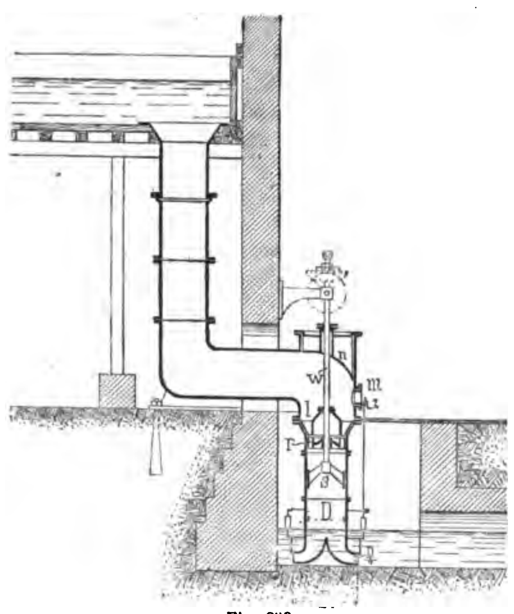
derselben Höhe bleibt; es arbeitet somit das grössere Gefälle an einem grösseren Durchmesser der Turbine, das kleinere Gefälle (bei Hochwasser) an einem kleineren Durchmesser (mittlerem Durchmesser), was in Bezug auf die richtige Anzahl Umdrehungen in beiden Fällen ganz gut zusammenstimmt.

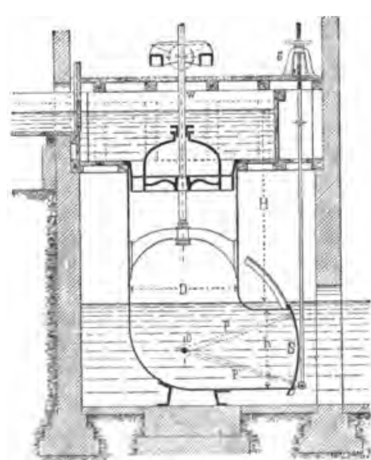

Fig. 887.

Die Wassertiefe über der Turbine ist hier sehr bedeutend und ist deshalb, um nicht einen zu grossen Druck auf den Boden *a* zu erhalten, der letztere über die Turbine verlegt und mit letzterer durch einen Mantel *b* von Eisenblech verbunden, welcher direct auf dem durch 6 Säulen *c* getragenen Tragring der Turbine abgedichtet ist.

Das Laufrad *r'* der Turbine berührt hier den höchsten Unterwasserspiegel; um aber bei dem niedrigsten Unterwasserstande das Gefälle auch noch vollständig auszunützen, ist die Turbine noch mit einem Saugmantel versehen. Diese Höhenlage der Turbine wird oft und gern deshalb gewählt, um dieselbe unter allen Umständen zugänglich zu erhalten.

Die Turbine, welche Fig. 888 im Principe darstellt, ist wegen des grossen Gefälles von 6—9 m mit einem Saugrohr ausgestattet, welches im Unterwasser in der Abflussrichtung rechtwinkelig umgebogen und am Ende mit einem Schieber *S* versehen ist, der, mittelst der Stangen *pp* um einen Punkt *o* drehbar, von *s* aus mittelst Handrades und Zugstange bewegt werden kann. Dieser Schieber dient dazu, bei der Ingangsetzung der Turbine das Saugrohr zu schliessen, bis dasselbe gefüllt ist. Das runde Saugrohr geht am Ende in einen rechteckigen Querschnitt über, dessen lichte Dimensionen in der Länge $= D$ und in der Höhe $h = \frac{3}{4} D$ sind.


Fig. 889.


Fig. 888.

Endlich sei noch durch Fig. 889 die Anordnung einer Jonvalturbine mit geschlossenem Wasserkasten (Kesselturbine) für ganz grosse Gefälle (über 9 m)*) veranschaulicht. Die Turbine liegt hier in einem Kessel, dem das Wasser durch ein geschlossenes Rohr zugeleitet wird. Hierbei sei jedoch erwähnt, dass diese Anordnung auch bei geringeren Gefällen Anwendung finden kann. Ein wesentlicher Vortheil, der mit dieser Anordnung verbunden ist, ist der, dass man hier nur eine kurze Welle nöthig hat. Das Zuleitungsrohr muss mit dem Fundament gut verschraubt werden, damit dasselbe nicht durch die Reactionswirkung des Wassers aus seiner Lage gerückt wird.

Diese Turbine ist ausserdem mit einem Saugrohr versehen, welches im Unterwasser endigt und daselbst mittelst einer Ringschütze abgeschlossen werden kann. Diese letztere dient ebenfalls zum Füllen des Saugrohrs bei der Ingangsetzung des Motors.

Um dem Wasser die gehörige Richtung im Zuleitungsrohr zu geben, ist der Deckel *n* des Kessels entsprechend geformt. *m* ist ein Mannloch und *z* die Kurbel zur Bewegung der Ringschütze.

Ausgeführte Anlagen von Henschel-Jonvalturbinen. Die Turbine, welche durch Fig. 890 veranschaulicht wird, ist für ein Gefälle von 3,647 m und eine Wassermenge von 1 cbm pro Secunde berechnet.

*) Ist bei einer vorhandenen Wasserkraft *H* noch grösser als 12 m, so kann eine Jonvalturbine nicht gut mehr angewendet werden, wenn die Wassermenge nicht ziemlich bedeutend ist, sodass *D* mindestens = 1 m wird.

Die Regulirung derselben geschieht durch auf dem Leitrade angebrachte Klappen, welche mittelst Stangen von oben aus geöffnet oder geschlossen werden können. Der Ringschieber, welcher zur Ingangsetzung der Turbine dient, wird mittelst Zahnstange und Getriebe bewegt.

Fig. 892—893 zeigen eine Jonvalturbine, welche bei einem Gefälle von 7,62 m und einer Wassermenge von 16,14 cbm eine effective Leistung von 1200 HP entwickelt. Die Turbine von 3,7 m Durchmesser befindet sich in einem gusseisernen Saugrohre von 3,94 m Durchmesser, welches unter Wasser durch die bekannte Ringschütze abgeschlossen werden kann. Die Umdrehungszahl ist 50 pro Minute.

Zur Vereinfachung der Transmission legt man die Turbinenwelle auch oft horizontal und mithin die Turbine vertical, Bd. I Tafel 9 Fig. 1 *a*—1 *g*. Die hier dargestellte Turbine ist 4750 mm über dem Unterwasserspiegel auf Holzschwellen aufgestellt und wird derselben das Wasser durch schmiedeeiserne Röhren von 500 mm Durchmesser zugeleitet und entführt. Der Gang der Turbine, von 590 mm mittlerem Durchmesser, wird durch die Ringschütze *d* regulirt, welche durch eine gerade und eine gabelförmige Stange *e* mittelst des Hebels *f* und der Stange *l* vom Bock *g* aus durch Drehen des Handrades *h* bewegt wird; Leit- und Turbinenrad besitzen je 12 schmiedeeiserne 4 mm dicke Schaufeln, deren Form aus der Figur 1 *f* zu ersehen ist.

Das Leitrad *o* Fig. 1 *a*—*b* ist mit einem röhrenförmigen Ansatz o_1 versehen, welcher durch die Stopfbüchse *p* aus dem gusseisernen Theile *q* des Einlaufrohres hervortritt. Die Welle *r* besteht aus Stahl, ist auf der einen Seite in dem Deckel *s* des Gehäuses *t* gelagert, geht auf der anderen Seite durch die in dem Ansatz o_1 befindliche Stopfbüchse und ist nochmals durch den Lagerbock *v* unterstützt. Die Krümmungen *a* der Rohrleitung bestehen aus Gusseisen. Die Turbine macht 294 Umdrehungen pro Minute und besitzt eine Nutzleistung von 36 HP, welche direct von der auf der Welle sitzenden Riemenscheibe übertragen wird.

Fig. 7 auf Tafel 8 zeigt eine ähnliche Anordnung einer Doppelturbine von H. Queva & Co. in Erfurt. Die Regulirung geschieht durch die in den Saugröhren liegende Drosselklappe *a* mittelst der Vorrichtung *b*.

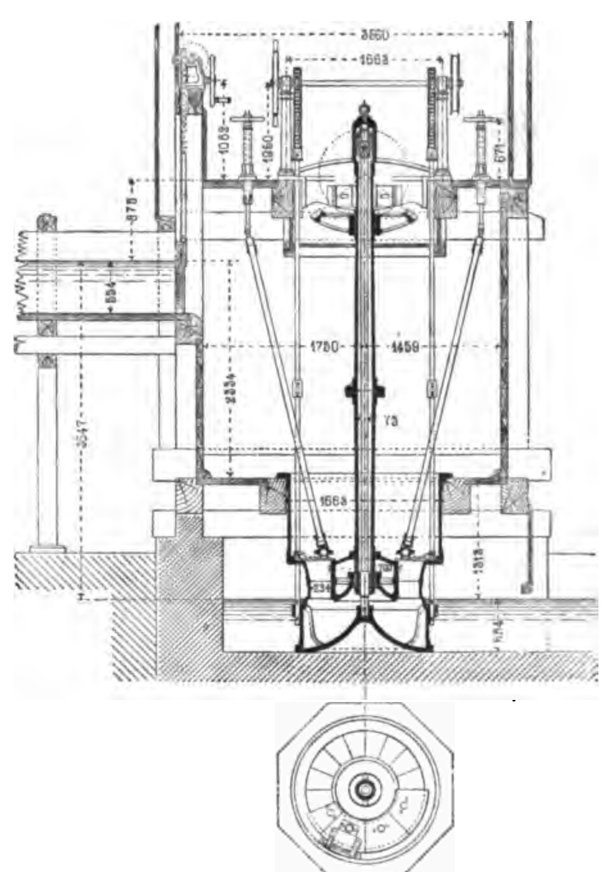


Fig. 890—891.

Fig. 894—896 zeigen eine von Escher, Wyss & Co. in Zürich ausgeführte Jonvalturbinen-Anlage. Das Gefälle ist hier sehr veränderlich und zwar innerhalb der Grenzen 0,6 m und 1,5 m, wobei die Schwankungen hauptsächlich am Unterwasserspiegel stattfinden. Die diesen Gefällen entsprechenden Wassermengen sind im ersten Falle $Q = 8{,}4$ cbm und im zweiten $Q = 4{,}9$ cbm pro Secunde; daraus resultiren Effectivkräfte von 40 resp. 68 HP, jedoch sind die Detaildimensionen der Turbine so berechnet, dass dieselbe bei den Gefällen von 1—1,5 m auch mit einer Normalkraft von 80 HP effectiv arbeiten kann. Die Turbine besitzt drei Schaufelkränze, welche im ersten der oben genannten Fälle sämmtlich wirksam sind; im letzteren Falle dagegen arbeitet der äussere Kranz allein. Zu diesem Zwecke sind die beiden inneren Schaufelkränze des Leitrades mit Regulirdeckeln versehen, welche je nach Bedürfniss von Hand eingelegt oder herausgenommen werden können. In Zwischenfällen können auch je zwei Schaufelkränze zusammenarbeiten. Die Turbine von 4 m Durchmesser macht 16 Umdrehungen pro Minute und überträgt ihre Bewegung durch konische Räder I, II auf zwei Wellen *a*, *a'* mit je 60 Touren und von da auf die beiden Haupttransmissionswellen *b*, *b'*, welche mit 120 Touren umlaufen. Die Turbinenkammer ist ganz in Beton ausgeführt.

Für den Shedbau der Spinnerei am Stadtbach in Augsburg ist von der Maschinenfabrik Augsburg die auf Tafel 1 wiedergegebene Anlage ausgeführt worden. Das Wasserquantum von 13,80 cbm pro Secunde ist auf zwei Turbinen vertheilt, welche bei einem Gefälle von 2,5 m 340 effective Pferdekräfte leisten. Die eine dieser Turbinen ist als Vollturbine, die andere für Partialwirkung construirt, beide jedoch im Jonvaltypus. Die letztere ist durch Sectorenklappen, welche mit einem von obiger Firma mit

Erfolg eingeführten Ventilationssystem versehen sind, auf etwa den halben Umfang des Leitrades regulirbar. Neben diesen beiden Turbinen gleicher Grösse, welche ihr Betriebswasser vom Stadtbach erhalten, enthält die Anlage noch eine kleinere Turbine, getrennt durch den Leerlauf des Stadtbaches. Mit dieser wird die Wasserkraft des Malvasirbaches ausgenutzt und zwar bei 1,865 cbm Wasser und 1,71 m Gefälle mit 30 effectiven Pferdekräften. Alle drei Turbinen sind mit Saugmantel und Ablaufschütze versehen. Der Wasserbau wurde in Bruchsteinen ausgeführt und des kiesigen Untergrundes wegen auf Pfahlrost fundirt.

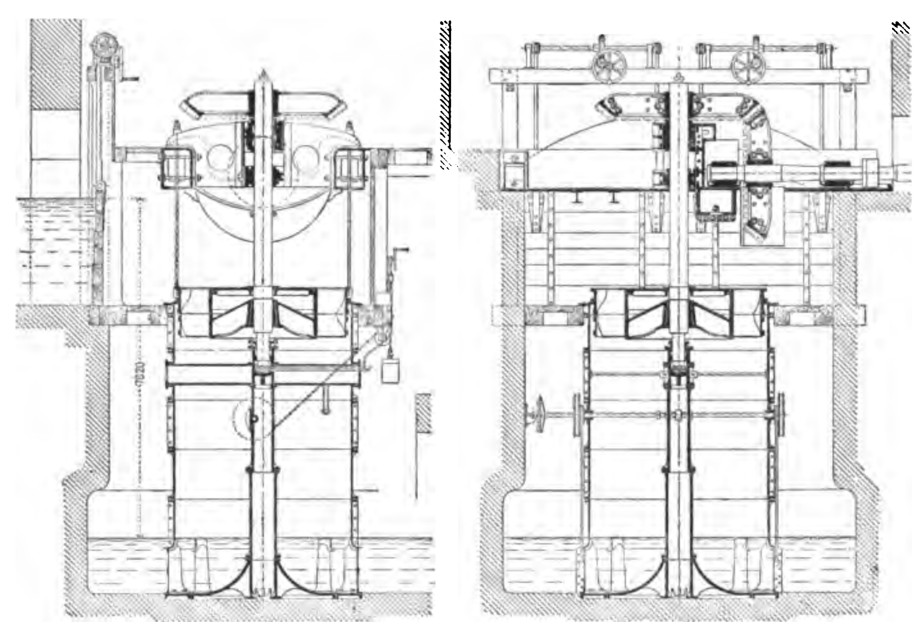


Fig. 892–893.

Fig. 1—5 auf Tafel 7 stellen die 240 pferdige Turbinenanlage der städtischen Wasserwerke in Bern dar, welche von der Firma Bell & Co. in Kriens ausgeführt ist.

Das Wasser wird einer grösseren Turbinenkammer von 6 m Breite und 17 m Länge zugeführt, in der zwei Turbinen aufgestellt sind. Jede derselben ist für eine Wassermenge von 6,1 bis 6,6 cbm und ein Gefälle von 2,06 bis 2,24 m construirt. Beide Turbinen arbeiten auf eine gemeinschaftliche horizontale Quertransmission $b\,b_1$, von welcher aus durch konische Getriebe die Kraft an die Längentransmissionen c und d abgegeben werden kann. Durch eine Kuppelung kann bewirkt werden, dass im Falle einer Reparatur der rechts befindlichen Turbine die links befindliche auch auf die Transmission d wirken kann und umgekehrt. Die Regulirung der Turbinen geschieht durch Ablaufschützen S Fig. 3, welche je mit einem Regulator R, Fig. 3, 6, 7 und 8, versehen sind. Die Turbinen machen 26 Umdrehungen pro Minute.

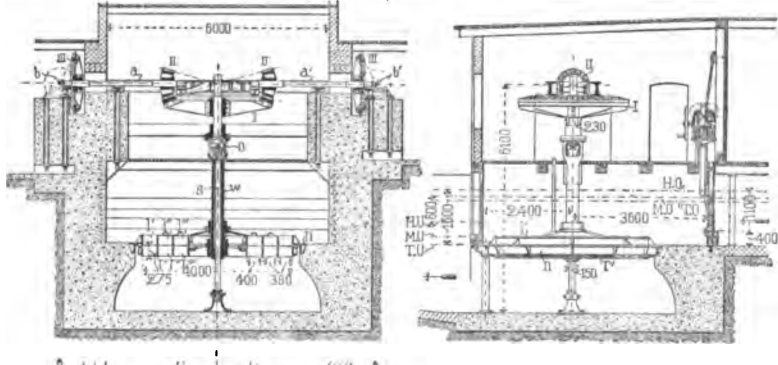


Fig. 894–896.

Endlich zeigt noch Taf. 5 eine Turbinenanlage zum Betriebe der Spinnerei, Taf. 12 Bd. III, der Gebr. Billeter & Co. in Baden, welche von der Firma J. J. Rieter & Co. in Winterthur ausgeführt wurde. Dieselbe besteht aus drei Jonvalturbinen, die bei einem von 2,1 bis 2,85 m variirenden Gefälle und einem Wasserconsum von je 6,293 bis 4,638 cbm pro Sec. bei 70% Wirkungsgrad einen Nutzeffect von 370 HP entwickeln. Die ganze Anordnung wird nach den früheren Erläuterungen aus der Abbildung klar. Die Regulirung geschieht hier mittelst Drehklappen.

2. Actionsturbinen.

Turbinen nach dem System Girard.

Die Wirkungsweise des Wassers in einer Actionsturbine besteht darin, dass das Wasser mit einer dem ganzen Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit aus dem Leitapparate ausfliesst und mit dieser Geschwindigkeit an den concaven Seiten der Schaufeln des Laufrades entlang schiesst, ohne die convexe Seite der Schaufeln zu berühren und ohne somit die Canäle an irgendeiner Stelle auszufüllen.

Die absolute Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate ist ohne Berücksichtigung der Widerstände: $U = \sqrt{g.H \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}}$. Die dieser Geschwindigkeit entsprechende Druckhöhe ist gleich der ganzen Gefällhöhe und ist infolge dessen $\frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} = 2$; dieses entspricht dem Winkelverhältniss $2\alpha + \beta = 180^0$, woraus sich bestimmt: $\beta = 180^0 - 2\alpha$ (s. Fig. 897). Von diesem Werthe kann man, ohne das Güteverhältniss der Turbine zu verringern, nicht abgehen, doch geht damit noch nicht der Charakter des Motors als Actionsturbine verloren.

Da die Canäle des Laufrades, wie oben erwähnt, nie ganz vom Wasser ausgefüllt werden, so dürfen die Actionsturbinen nicht ins Unterwasser eintauchen, sondern müssen in einiger Entfernung (H_1 ca. 80—100 mm) über dem normalen Unterwasserspiegel angeordnet werden; man nennt dies das Freihängen der Turbinen. Dieses muss man bei Berechnung der Ausflussgeschwindigkeit U berücksichtigen und ausserdem die Höhe d_1 des Laufrades und die Spalthöhe σ von dem ganzen Gefälle H abziehen, um die wirkliche, der Ausflussgeschwindigkeit U entsprechende Gefällhöhe H_2 zu erhalten; dieselbe ist also: $H_2 = H - (H_1 + d_1 + \sigma)$. Bei mehr als 5 m Länge der Rohrleitung hat man auch noch auf die Widerstandshöhe Rücksicht zu nehmen, welche der Reibung des Wassers in der Zuleitung entspricht.

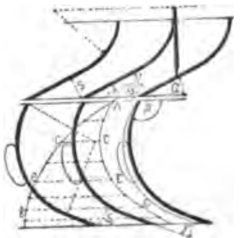


Fig. 897.

Die Actionsturbinen (Girardturbinen) sind überall dort anzuwenden, wo es sich um die Ausnutzung veränderlicher Wassermengen und ziemlich constanter Gefälle handelt, also wenig oder gar kein Steigen des Unterwasserspiegels stattfindet. Die Girardturbinen gestatten eine sehr vollkommene Regulirung und geben dieselben stets einen nahezu gleichen Wirkungsgrad, einerlei ob die Turbine voll beaufschlagt ist oder als Partialturbine arbeitet.

Die Laufräder der Girardturbinen erhalten oben eine Kranzbreite B_1, welche stets grösser als die Breite B des Leitradkranzes ist. Die untere Breite B_2 des Laufradkranzes wird 2—3 mal so gross gemacht als die obere Breite B_1, um die absolute Ausflussgeschwindigkeit möglichst zu vermindern.

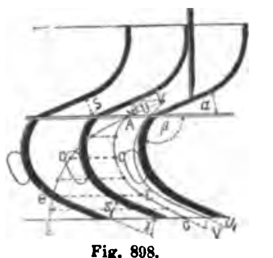


Fig. 898.

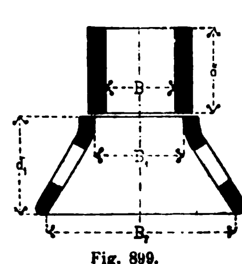


Fig. 899.

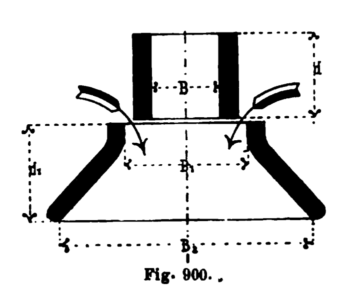


Fig. 900.

Für einen guten Durchfluss des Wassers durch das Laufrad bei freier Abweichung ist es nöthig, die Laufradzellen zu ventiliren; dies geschieht durch Anbringung von Ventilationsöffnungen in den beiden Seitenkränzen, Fig. 898—899, oder auch, indem man die radiale Breite der Laufradcanäle beim Eintritt 1,3 bis 1,5 mal derjenigen der Leitradcanäle am Austritt macht, sodass Luft von der oberen Radebene aus in das Rad eintreten kann, Fig. 900.

Um bei zeitweilig ins Unterwasser tauchenden Girardturbinen einen grösseren Effectverlust durch in die Laufradzellen eintretendes Unterwasser nicht stattfinden zu lassen, müssen die Wasserstrahlen, welche aus den Radzellen ausfliessen, begrenzt werden; dadurch erhält man sog. Grenzturbinen, d. h. Turbinen, bei welchen die absolute Ausflussgeschwindigkeit U aus dem Leitrade der ganzen disponiblen Druckhöhe entsprechend ist, wo aber die Radzellen noch ganz vom Wasser ausgefüllt werden.

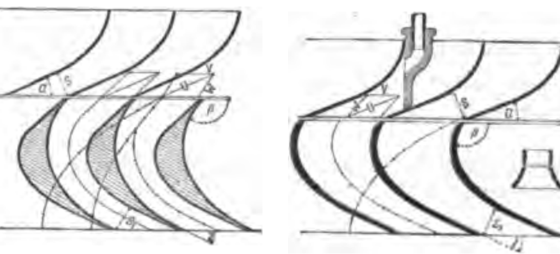


Fig. 901. Fig. 902.

Damit das Wasser die Radcanäle an jeder Stelle ganz ausfüllt, haben Hänel und Rittinger die sogenannten Rückschaufeln, Fig. 901, construirt, welche aus Gusseisen oder auch aus Blech angefertigt werden. In dem Masse, in welchem der

Radquerschnitt nach unten ausgeweitet ist, erhalten die Rückschaufeln eine mehr oder weniger starke Ausbauchung.

Es ist jedoch nicht nöthig, dass das Wasser den Radzellenquerschnitt während seines ganzen Laufes durch das Rad ausfüllt, sondern es genügt, wenn dies an der Austrittsstelle der Fall ist. Man erhält dann Schaufeln, wie sie Fig. 902 zeigt.

Bei den Grenzturbinen ist jedoch immerhin ein um 3—5% grösserer Effectverlust vorhanden als bei den Turbinen mit freier Abweichung.

Die nachfolgende Tabelle enthält (nach Meissner) practische Regeln für die Construction von **Girard-Vollturbinen** für die verschiedenen Wasser- und Gefällverhältnisse.

		Nachstehende Formeln gelten, wenn $F > 0{,}70$ bis $0{,}80$ qm	Nachstehende Formeln gelten, wenn $0{,}70\text{qm} > F > 0{,}15\text{qm}$	Nachstehende Formeln gelten, wenn $F < 0{,}15$ qm
		Grosse Wassermengen und kleine Gefälle: $Q = 5-12$ cbm $H = 0{,}5-2$ m	Mittlere Wassermengen und mittlere Gefälle: $Q = 1-5$ cbm $H = 1{,}5-8$ m	Kleine Wassermengen und grosse Gefälle: $Q < 1$ cbm $H = 8-14$ m
Wirkungsgrad	$\eta =$	0,75	0,75	0,75
Effective Leistung	$Ne =$	$0{,}75 \frac{1000\,QH}{75}$	$0{,}75 \frac{1000\,QH}{75}$	$0{,}75 \frac{1000\,QH}{75}$
Die Summe sämmtlicher Ausflussquerschnitte des Leitrades	$F =$	$\frac{Q}{0{,}89U} = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gH_2}}$	$\frac{Q}{0{,}89U} = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gH_2}}$	$\frac{Q}{0{,}89U} = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gH_2}}$
Die absolute Ausflussgeschwindigkeit aus dem Leitrade (in m pro Sec.)	$U =$	$0{,}96\sqrt{2gH_2}$	$0{,}96\sqrt{2gH_2}$	$0{,}96\sqrt{2gH_2}$
Der mittlere Durchmesser der Turbine (in m)	$D =$	$2{,}5\sqrt{F}$ bis $3\sqrt{F}$	$3\sqrt{F}$ bis $3{,}5\sqrt{F}$	$3{,}5\sqrt{F}$ bis $4\sqrt{F}$
Die lichte Breite der Leitcanäle (radiale Dimension derselben in m)	$B =$	$\frac{F}{s\,.\,i}$	$\frac{F}{s\,.\,i}$	$\frac{F}{s\,.\,i}$
Die lichte Breite (radiale Dimension) der Radcanäle am Eintritt	$B_1 =$	1,3 bis 1,5 B, wenn keine Seitenöffnungen vorhanden sind, oder $B + 15$ mm bis $B + 25$ mm, wenn die Ventilation durch Seitenöffnungen stattfindet	1,3 bis 1,5 B, wenn keine Seitenöffnungen vorhanden sind, oder $B + 15$ mm bis $B + 20$ mm, wenn die Ventilation durch Seitenöffnungen stattfindet	1,5 B, wenn keine Seitenöffnungen vorhanden sind oder $B + 10$ mm, wenn die Ventilation durch Seitenöffnungen stattfindet
Die lichte Breite der Radcanäle am Austritt (radial)	$B_2 =$	2,2 bis 2,5 B	2,5 bis 3 B	2,7 bis 3,5 B
Die Höhe des Laufrades	$d_1 =$	$\frac{D}{10}$ bis $\frac{D}{11}$	$\frac{D}{10}$ bis $\frac{D}{11}$	$\frac{D}{8}$ bis $\frac{D}{10}$
Die Höhe des Leitrades	$d =$	$^2/_3\,d_1$ bis $^3/_4\,d_1$	$^2/_3\,d_1$ bis $^3/_4\,d_1$	$^2/_3\,d_1$ bis $^3/_4\,d_1$
Der Winkel der Leitschaufeln an der unteren Radebene	$\alpha =$	24° bis 30°	18° bis 24°	15° bis 18°
Der Winkel der Radschaufeln an der oberen Radebene	$\beta =$	180°—2α	180°—2α	180°—2α
Der Winkel der Radschaufeln an der unteren Radebene	$\gamma =$	22° bis 28°	16° bis 22°	13° bis 16°
Die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad (in m pro Sec.)	$u =$	$U\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$	$U\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$	$U\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$
Die relative Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade (in m pro Sec.)	$u_1 =$	$0{,}96\sqrt{u^2 + 2gd_1}$	$0{,}96\sqrt{u^2 + 2gd_1}$	$0{,}96\sqrt{u^2 + 2gd_1}$
Die absolute Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade (in m pro Sec.)	$w =$	$u_1 \sin\gamma$ od. ca. $\frac{\sqrt{2gH_2}}{6}$	$u_1 \sin\gamma$ od. ca. $\frac{\sqrt{2gH_2}}{6}$	$u_1 \sin\gamma$ od. ca. $\frac{\sqrt{2gH_2}}{6}$
Die Schaufeltheilung für das Leit- und Laufrad	$t = t_1 =$	$\frac{D}{20}$ bis $\frac{D}{22}$	$\frac{D}{18}$ bis $\frac{D}{20}$	$\frac{D}{15}$ bis $\frac{D}{18}$
Die normale Weite der Leitradcanäle an d. Austrittsstelle	$s =$	$t \sin\alpha - e$	$t \sin\alpha - e$	$t \sin\alpha - e$
Die normale Weite der Laufradcanäle an d. Austrittsstelle	$s_1 =$	$t_1 \sin\gamma - e_1$	$t_1 \sin\gamma - e_1$	$t_1 \sin\gamma - e_1$
Vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radumfange (in m pro Sec.)	$v =$	$0{,}54\sqrt{2gH_2}$ bis $0{,}6\sqrt{2gH_2}$; genau: $U\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} = u_1 \cos\gamma$	$0{,}5\sqrt{2gH_2}$ bis $0{,}53\sqrt{2gH_2}$; genau: $U\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} = u_1 \cos\gamma$	$0{,}47\sqrt{2gH_2}$ bis $0{,}50\sqrt{2gH_2}$; genau $U\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} = u_1 \cos\gamma$
Die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen pro Minute	$n =$	$\frac{60\,v}{\pi\,.\,D}$	$\frac{60\,v}{\pi\,.\,D}$	$\frac{60\,v}{\pi\,.\,D}$
Dicke der Leitradschaufeln (aus Blech)	$e =$	7 mm bis 8 mm	5 mm bis 6 mm	3,5 mm bis 5 mm
Dicke der Laufradschaufeln (aus Gusseisen)	$e_1 =$	10 mm bis 13 mm	8 mm bis 10 mm	6 mm bis 8 mm

Wenn bei einem grossen Gefälle (8—200 m) und kleiner Wassermenge (0,0005—1 cbm) der Durchmesser der Turbine zu klein und die Umdrehungszahl zu gross ausfällt (im Maximum 350—400 Touren pro Minute), so beaufschlagt man die Turbine partiell, d. h. man leitet der Turbine das Aufschlagwasser nicht am ganzen Umfange, sondern nur an einem oder zwei zueinander symmetrischen Theilen zu.

Die Partialturbinen werden als Axial- und Radialturbinen mit verticaler und horizontaler Achse ausgeführt. Im Nachfolgenden sind practische Regeln für die Construction der **Girard-Partialturbinen** zusammengestellt:

Wirkungsgrad $\eta = 0{,}7$. Effective Leistung $N_e = 0{,}7 \dfrac{1000\,QH}{75}$. Die Summe sämmtlicher Ausflussquerschnitte des Leitrades $F = \dfrac{Q}{0{,}89 \,.\, U} = \dfrac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,gH_2}}$. Die absolute Ausflussgeschwindigkeit aus dem Leitrade (in m pro Sec.) $U = 0{,}96\sqrt{2\,gH_2}$.

Der mittlere Durchmesser D der Turbine (in m)		Die lichte radiale Breite B der Leitcanäle (in m)
	$H = 8$ bis 12 m, $D = 7\sqrt{F}$ bis $8\sqrt{F}$	$B = \dfrac{D}{15}$ bis $\dfrac{D}{20}$
	$H = 12$ bis 25 m, $D = 8\sqrt{F}$ bis $12\sqrt{F}$	$B = \dfrac{D}{18}$ bis $\dfrac{D}{22}$
	$H = 25$ bis 60 m, $D = 12\sqrt{F}$ bis $18\sqrt{F}$	$B = \dfrac{D}{22}$ bis $\dfrac{D}{25}$
	$H = 60$ bis 100 m, $D = 18\sqrt{F}$ bis $20\sqrt{F}$	$B = \dfrac{D}{25}$ bis $\dfrac{D}{30}$
	$H = 100$ bis 200 m, $D = 20\sqrt{F}$ bis $25\sqrt{F}$	$B = \dfrac{D}{30}$ bis $\dfrac{D}{40}$

Die lichte radiale Breite der Laufradcanäle am Eintritt $B_1 = 1{,}5\,B$ bis $1{,}8\,B$. Die lichte radiale Breite der Laufradcanäle am Austritt $B_2 = 3{,}5\,B$ bis $4\,B$. Die Höhe des Laufrades $d_1 = \dfrac{D}{8}$ bis $\dfrac{D}{12}$. Die Höhe des Leitrades $d = {}^2/_3\, d_1$. Der Winkel der Leitschaufeln an der unteren Radebene $\alpha = 13$ bis 20^0. Der Winkel der Radschaufeln an der oberen Radebene $\beta = 180^0 - 2\,\alpha$. Der Winkel der Radschaufeln an der unteren Radebene $\gamma = 12$ bis 18^0. Die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad (in m pro Sec.) $u = U \dfrac{\sin\alpha}{\sin\beta}$. Die relative Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade (in m pro Sec.) $u_1 = 0{,}96\sqrt{u^2 + 2\,gd_1}$. Die absolute Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade (in m pro Sec.) $w = u_1 \sin\gamma$ oder ca. $\dfrac{\sqrt{2\,gH_2}}{6}$. Die Schaufeltheilung für das Leit- und Laufrad $t = t_1 = 35$ bis 60 mm. Die normale Weite der Leitradcanäle an der Austrittsstelle $s = t \,.\, \sin\alpha - \varepsilon$. Die normale Weite der Laufradcanäle an der Austrittsstelle $s_1 = t_1 \sin\gamma - \varepsilon_1$. Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radumfang (in m pro Sec.) $v = 0{,}42\sqrt{2\,gH_2}$ bis $0{,}47\sqrt{2\,gH_2}$ oder genau: $U \dfrac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta} = u_1 \cos\gamma$. Die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen pro Minute $n = \dfrac{60\,v}{D\pi}$. Dicke der Leitradschaufeln (aus Blech) $\varepsilon = 2$ bis 4 mm. Dicke der Laufradschaufeln (aus Gusseisen) $\varepsilon_1 = 2$ bis 5 mm.

Construction des Schaufelapparates. Bei der Construction der Schaufeln der Girardturbinen ist noch weit mehr als bei den Jonvalturbinen darauf zu achten, dass jede plötzliche Krümmung der Canäle vermieden werde, da das Wasser ohne irgendwelchen Ueberdruck frei abweichend der concaven Schaufelfläche entlang gleiten und mit einer relativen Geschwindigkeit das Laufrad verlassen soll, welche möglichst wenig von der relativen Eintrittsgeschwindigkeit abweicht.

Die Leit- und Laufradcanäle werden an den unteren Enden eine Strecke weit parallel gemacht, sodass der normale Abstand der Parallelen gleich der normalen Austrittsweite ist. Die Construction der Schaufeln geschieht bei den Girardturbinen ausschliesslich mittelst Kreisbogen und zwar, nach der auf S. 142 angegebenen 2. Construction (Fig. 880—881) für Jonvalturbinen, folgendermassen:

Man trage die Theilung des Leitrades $t = \dfrac{D\pi}{i} = a a_1$ an der unteren Leitradebene ab (siehe Fig. 903) und ziehe die unteren Schaufelstücke $a\,b$ und $a_1 b_1$ geradlinig unter dem Winkel α geneigt. In a_1 errichte man zu $a_1 b_1$ eine Senkrechte $a_1 b = s + \varepsilon$ und man erhält in der Parallelen durch b zur Leitradebene die Linie, welche die Höhe des Rades mit den geradlinigen, parallelen Schaufelstücken abschneidet. Der Krümmungsmittelpunkt für das gekrümmte Schaufelstück ist der Schnittpunkt der oberen Leitradebene mit der Verlängerung von $a_1 b$.

Tabelle über Nutzleistung, Durchmesser und Gewichte von Turbinen nach dem System Girard.

Wasserzufluss pro Secunde in cbm	Gefälle in Metern.																
	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20	30	40	50
0,03							1,5 1,2 900	2 1,2 900	2 1,2 900	2 1,2 900	3 1,2 900	3 1,2 1000	5 1,2 1200	6 1,0 1300	9 1,0 1500	13 1,0 2000	1,5 1,0 2500
0,062						2,2 1,2 1000	3 1,2 1200	4 1,2 1200	4 1,2 1200	5 1,2 1250	6 1,2 1300	6 1,2 1300	9 1,2 1500	13 1,0 1700	19 1,0 2200	25 1,0 3000	31 1,0 3800
0,125				2,5 1,2 900	3,7 1,2 1000	5 1,2 1200	6 1,2 1500	8 1,2 1500	9 1,2 1600	10 1,2 1700	11 1,2 1800	13 1,2 2000	19 1,2 2600	25 1,0 3000	38 1,0 4000	50 1,0 5000	62 1,0 6000
0,25	1,9 1,5 2000	2,5 1,5 1500	3,75 1,3 1600	5 1,3 1800	7,5 1,3 2000	10 1,3 2500	12 1,3 3000	15 1,2 3000	18 1,2 3200	20 1,2 3400	23 1,2 3600	25 1,2 3800	38 1,2 4200	50 1,2 5000	75 1,2 7000	100 1,2 9000	125 1,0 11000
0,5	3,8 1,5 2500	5 1,5 3000	7,5 1,3 2500	10 1,3 3000	15 1,3 3500	20 1,3 4000	25 1,3 4500	30 1,3 5500	35 1,3 6500	40 1,3 7000	45 1,3 7500	50 1,3 8500	75 1,2 9000	100 1,2 10000	150 1,2 12000	200 1,2 14000	
0,75	5,6 1,5 3000	7,5 1,5 3500	11,25 1,3 3500	15 1,3 4000	22 1,3 4500	30 1,3 5000	37 1,3 5000	45 1,3 7000	52 1,3 8000	60 1,3 9000	67 1,3 10000	75 1,3 11000	113 1,3 12000	150 1,3 13000	225 1,2 14000		
1,0	7,5 1,7 6000	10 1,7 9000	15 1,5 5500	20 1,5 6000	30 1,4 6000	40 1,4 6500	50 1,4 9000	60 1,3 8000	70 1,3 9000	80 1,3 10000	90 1,3 11000	100 1,3 12000	150 1,3 14000	200 1,3 16000			
1,5	11,5 2,0 10000	15 1,7 9000	22 1,7 8500	30 1,5 7000	45 1,4 7500	60 1,4 8000	75 1,4 9000	90 1,4 10000	105 1,4 10000	120 1,4 11000	135 1,4 12000	150 1,4 13000	225 1,3 15000				
2	15 2,2 13000	20 2,0 11000	30 1,7 9000	40 1,7 10000	60 1,5 9000	80 1,5 9500	100 1,5 10000	120 1,5 11000	140 1,4 12000	160 1,4 12000	180 1,4 13000	200 1,4 15000					
3	22,5 2,5 16000	30 2,3 14000	45 2,0 13000	60 1,7 12000	90 1,7 12500	120 1,7 12000	150 1,7 12500	180 1,5 13000	210 1,5 14000	240 1,5 15000	270 1,4 16000						
4	30 2,7 18000	40 2,5 17000	60 2,3 15000	80 2,0 14000	120 2,0 15000	160 2,0 16000	200 2,0 17000	240 1,7 18000	280 1,7 18000	320 1,7 20000							
5	37,5 3,0 22000	50 2,7 20000	75 2,5 18000	100 2,3 17000	150 2,3 18000	200 2,0 18000	250 2,0 19000	300 1,7 20000	350 1,7 21000								
6	45 3,3 25000	60 3,0 23000	90 2,7 21000	120 2,5 20000	180 2,5 22000	240 2,2 22000	300 2,0 22000	360 2,0 23000									

In obiger Tabelle bezeichnen in jedem Felde die Zahlen der ersten Reihe: Nutzleistung in Pferdestärken;
der zweiten Reihe: Durchmesser der Turbinenräder in m;
der dritten Reihe: Ungefähres Gewicht in kg.

Zur Construction der Laufradschaufeln trägt man die Theilung des Laufrades $t_1 = \frac{D\pi}{i_1} = C C_1$ an der unteren Laufradebene ab und zeichnet wiederum das letzte Schaufelelement geradlinig unter dem Winkel γ auf, jedoch nur in der in Fig. 903 veranschaulichten Länge bis zum Punkte A. Das nun folgende Schaufelstück AB ist dann unter dem Winkel β an die obere Radebene anzuschliessen, was auf folgende Weise geschieht: Man verlängere CA und trage von A den Winkel $x = \frac{\beta - \gamma}{2}$ nach oben an; der neue Schenkel dieses Winkels schneidet die obere Radebene in B. Dann halbire man diesen Schenkel AB und errichte in dem Halbirungspunkte n eine Senkrechte zu AB. Der Schnittpunkt dieser letzteren mit der Senkrechten MA in A zu CA ist der Krümmungsmittelpunkt der Schaufel. Die Mittelpunkte der anderen Schaufeln liegen auf einer Parallelen durch M zur Radebene.

Diese Construction bezieht sich nur auf den mittleren Schnitt des Turbinenkranzes. Bezüglich der Construction für den inneren und äusseren Umfang des Schaufelkranzes ist auf die auf Seite 142, Fig. 882 bis 883 angegebene Construction zu verweisen.

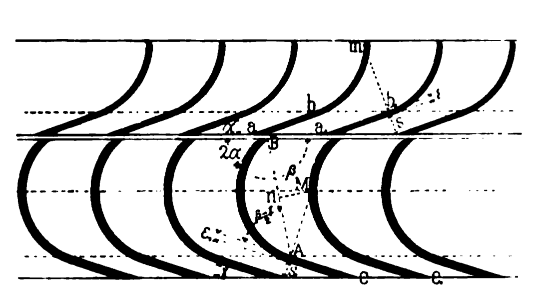


Fig. 903.

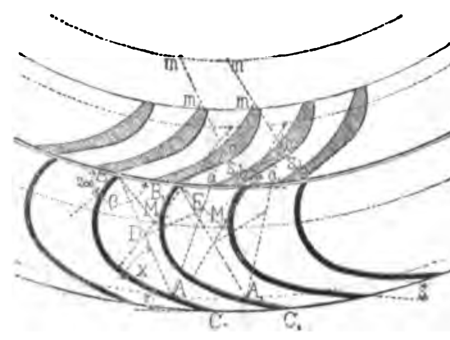


Fig. 904.

Die Schaufelconstruction der Partialturbinen ist bei axialer Beaufschlagung dieselbe wie bei Vollturbinen. Werden die Partialturbinen radial beaufschlagt, so hat man die Construction auf folgende Weise auszuführen:

Man trage zunächst an der äusseren Peripherie des Leitrades (Fig. 904) die Theilung $t = \frac{D\pi}{i} = aa_1$ ab und ziehe die äusseren Schaufelstücke ab und $a_1 b_1$ geradlinig unter dem Winkel α zu den Tangenten in den Punkten a und a_1 geneigt. In b und b_1 errichte man Senkrechte auf ab bezw. $a_1 b_1$, auf welchen man die normale Ausflussweite s abzutragen hat, um die normale Weite der Canäle zu erhalten. Die Krümmungsmittelpunkte m und m_1 werden dann nach dem Gefühl auf der Normalen bm bezw. $b_1 m$ angenommen, wobei man darauf zu sehen hat, dass die Leitradcanäle von innen nach aussen ziemlich gleichmässig abnehmen.

Die Laufradschaufeln construirt man, indem man an der Peripherie des Laufrades erst wieder die Theilung $t_1 = \frac{D_1 \pi}{i_1} = CC_1$ abträgt und das letzte Schaufelelement unter dem Winkel γ gegen die Tangenten in den Punkten C und C_1 geneigt geradlinig aufträgt bis zu den Punkten A und A_1. Von hier aus wird die Schaufel gekrümmt ausgeführt, und zwar auf folgende Weise: Man trägt an CA in A den Winkel x ca. $\frac{\beta - 2\gamma}{2}$ nach oben an, sodass der obere Schenkel dieses Winkels die innere Peripherie des Laufrades in dem Punkte B schneidet. Dieser Schenkel AB ist dann zu halbiren in D und dessen Halbirungslinie zu ziehen, bis sie eine in A zu AC errichtete Normale in E schneidet. Trägt man nun von E aus die Strecke AE nach oben noch einmal ab, so hat man damit den Krümmungsmittelpunkt des unteren, weniger gekrümmten Stückes der Schaufel. Verbindet man alsdann diesen Punkt mit D, so ergiebt sich in dem Schnittpunkt M_1 dieser Linie mit der Normalen auf die unter dem Winkel β gegen die Tangente in B geneigte Linie der Krümmungsmittelpunkt für das obere Stück der Schaufel. Für die übrigen Schaufeln liegen die Krümmungsmittelpunkte auf den durch die gefundenen Punkte gehenden Kreisen.

Die Regulirung der Girardturbinen wird auf sehr verschiedene Weise bewirkt. Bei Vollturbinen wendet man entweder verticale Schieber an, wie sie schon bei den Jonvalturbinen besprochen wurden, oder einfache verticale Plattenschieber, oder man wendet sog. Schmetterlingsschieber, d. h. horizontale Kreisschieber an. Zuweilen werden auch Klappen verwendet oder die Fontaine'sche Rollschütze. Partialturbinen werden gewöhnlich durch Kreisschieber regulirt oder bei radialer Wasserbewegung durch cylindrische Schieber. Bezüglich der Construction und Ausführung solcher Schieber ist auf die folgenden Beschreibungen und Abbildungen von Girardturbinen zu verweisen.

Ausgeführte Anlagen von Girardturbinen. Vollturbinen. Fig. 905—906 zeigen eine Girard-Hängeturbine mit Ventilation nach Fig. 899 durch Seitenöffnungen. Dieselbe leistet bei einem Gefälle von $H =$ 1,56 m und einer Wassermenge $Q =$ 1—3,2 cbm 48 effective Pferdekräfte. Das Laufrad hat einen mittleren Durchmesser von 1,830 m und macht 27,4 Umdrehungen pro Minute. Leit- und Laufrad haben je 42 eingegossene 8 mm starke schmiedeeiserne Schaufeln. Die Höhe der letzteren beträgt 300 mm; die Breite der Radcanäle beträgt oben 300 mm und unten 700 mm. Die Regulirung erfolgt durch verticale Schieber (Fig. 897) mittelst einer schon früher erwähnten Vorrichtung, bestehend aus Zahnkranz mit gebrochener Nuth, in welche die Zapfen der mit den Schiebern verbundenen Stangen eingreifen.

Die Anordnung der Turbine Fig. 907—908 zieht man vor, wenn das Gefälle sehr gross und eine längere Rohrleitung zur Zuführung des Wassers erforderlich ist. Die Rohrleitung erhält, wenn dieselbe kurz wird, einen solchen Durchmesser, dass das Wasser mit einer Geschwindigkeit von $1\frac{1}{2}$ bis 2 m pro Secunde

hindurchfliesst. Bei grösserer Länge der Rohrleitung jedoch lässt man die Geschwindigkeit des Wassers nicht grösser werden als 1—1,2 m, da sonst der Gefällverlust zu gross werden würde. Durch die Anwendung eines geschlossenen Wasserkastens erhält man eine mässige Länge der gusseisernen Welle und man kann die Fortsetzung derselben aus Schmiedeeisen anfertigen und an letztere ankuppeln.

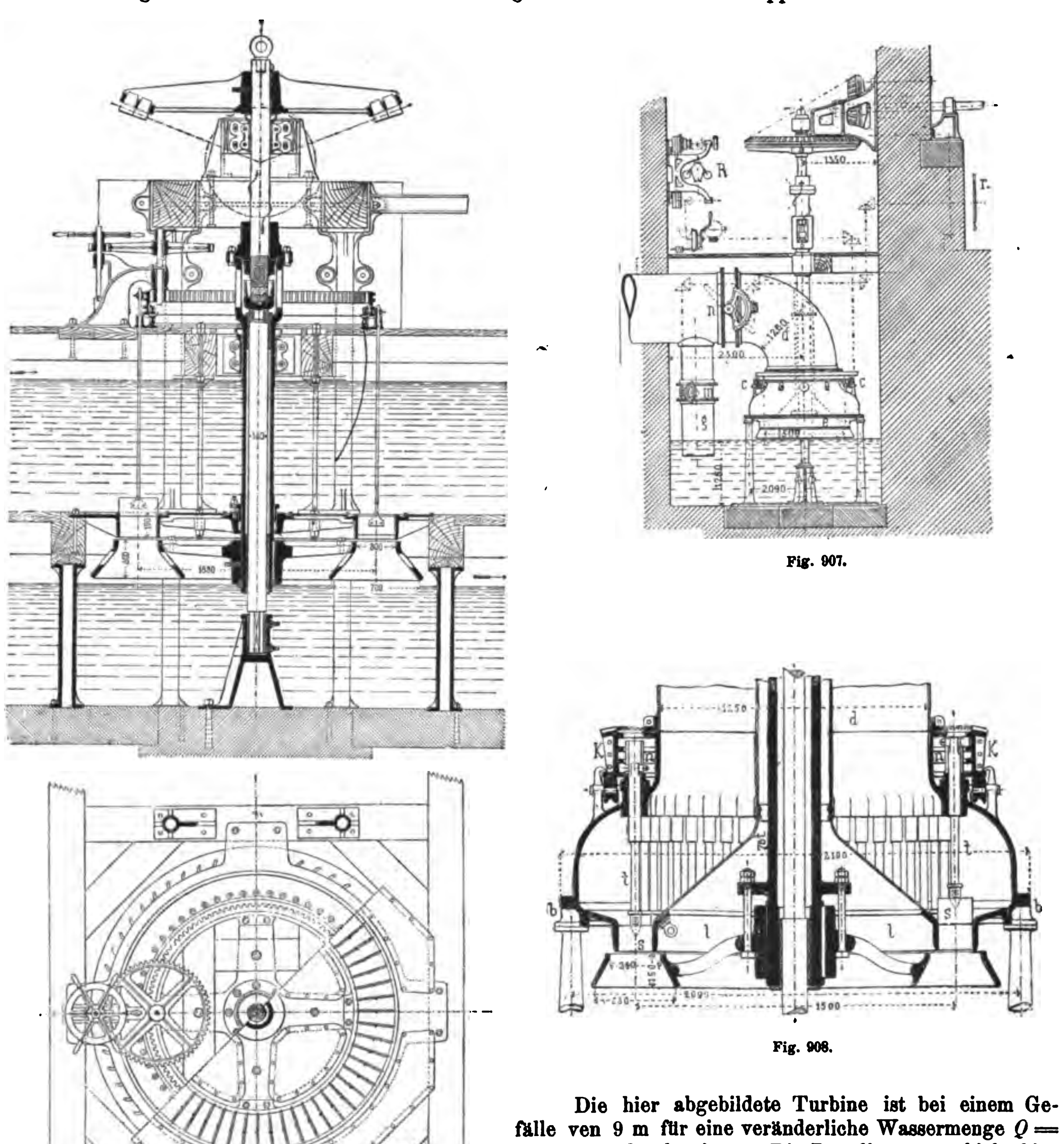


Fig. 907.

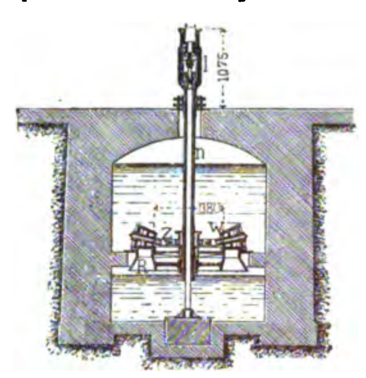
Fig. 908.

Fig. 905—906.

Die hier abgebildete Turbine ist bei einem Gefälle ven 9 m für eine veränderliche Wassermenge $Q =$ 1,1—2,03 cbm bestimmt. Die Regulirung geschieht hier ebenfalls durch gewöhnliche verticale Blechschieber mittelst der bekannten Vorrichtung *c*, welche durch konische Räder und Wellen mit einem Regulator *R* sowie mit einem Handgetriebe in Verbindung steht. Das Rohr *g* dient zum Freilassen des Aufschlagwassers, nachdem die Drosselklappe *n* geschlossen ist. Das Leitrad *l* liegt auf einem auf Säulen gelagertenTragkranz *b*, wie aus Fig. 908 ersichtlich.

Der Durchmesser der Turbine beträgt 1,5 m und sind 50 Schaufeln angewendet, sodass die Theilung = 94,2 mm ist. Die Höhe des Laufrades ist 150 mm, die Höhe des Leitrades 100 mm bei Kranzbreiten von B = 160 mm, B_1 = 240 mm und B_2 = 380 mm. Die Anzahl der Touren pro Minute ist 75.

Bei der in Fig. 909 bis 911 dargestellten Girard-Turbine von Béthouart & Braul, Chartres, ist die Fontaine'sche Rollschütze zur Regulirung der Wassermenge angewendet. Die Rollschütze besteht aus zwei konischen Walzen w, welche durch Drehen einer Kurbel k je einen an zwei gegenüberliegenden Stellen a und b des Leitrades befestigten Leder- oder Gutta-Percha-Riemen r über den oberen Leitradöffnungen abwickeln und dieselben auf diese Weise je nach Bedarf verschliessen. Die Turbine ist berechnet für ein Gefälle von 1,5 m und eine Wassermenge von 1,5 cbm und leistet 22 HP.



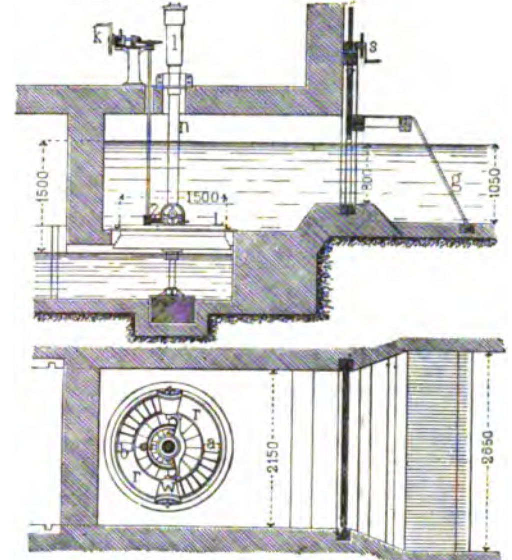


Fig. 909—911.

Partialturbinen. Fig. 912 zeigt eine Girard-Partialturbine mit halber Beaufschlagung des ganzen Umfangs. Das disponible Gefälle ist H = 5,2 m, die Wassermenge Q = 0,1—0,4 cbm pro Secunde, woraus sich die effective Leistung von etwa 5—20 HP ergiebt.

Die Turbine, welcher das Wasser durch ein 600 mm weites Rohr und einen ringförmigen Wasserkasten zugeführt wird, hat einen 800 mm grossen mittleren Durchmesser, besitzt 33 Schaufeln und macht 120 Umdrehungen pro Minute. Die Weite der Leitcanäle beträgt 90 mm. Die Regulirung besteht aus

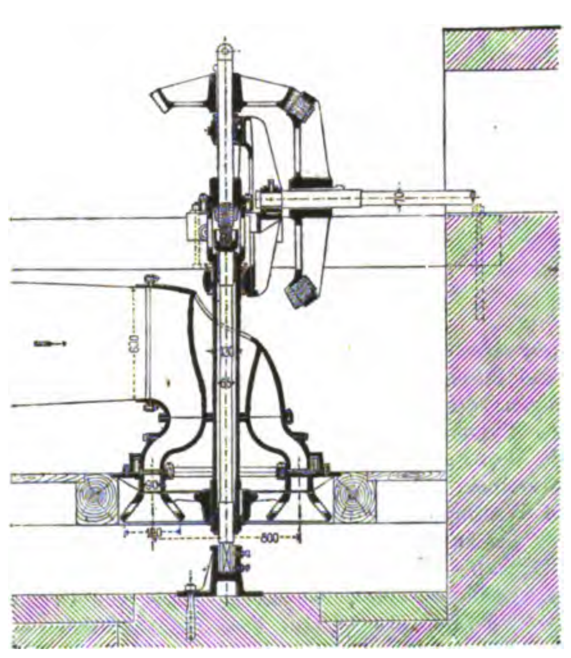




Fig. 912.

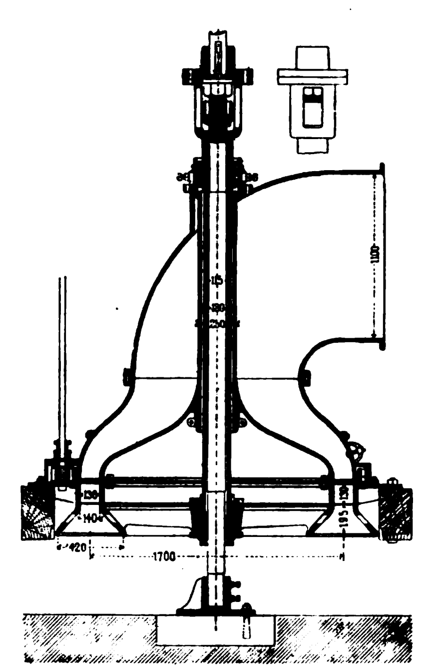


Fig. 913.

zwei Viertelkreisschiebern, mit welchen Zahnkränze verbunden sind, die mittelst kleiner Getriebe bewegt werden und auf diese Weise eine beliebige Anzahl Laufcanäle abschliessen können. Fig. 913 zeigt eine ganz ähnliche Anordnung.

Aus Fig. 914—916 ersehen wir eine Partialturbine mit axialem Wasserdurchfluss für ein Gefälle von 150 m, einer Wassermenge von 0,250 cbm und mithin einer effectiven Leistung von ca. 280 HP. Die Turbine besitzt bei 1,8 m mittlerem Durchmesser 100 Schaufeln, welchen das Wasser durch 7 Leitcanäle zugeführt wird. Die Anzahl der Touren pro Minute beträgt 260.

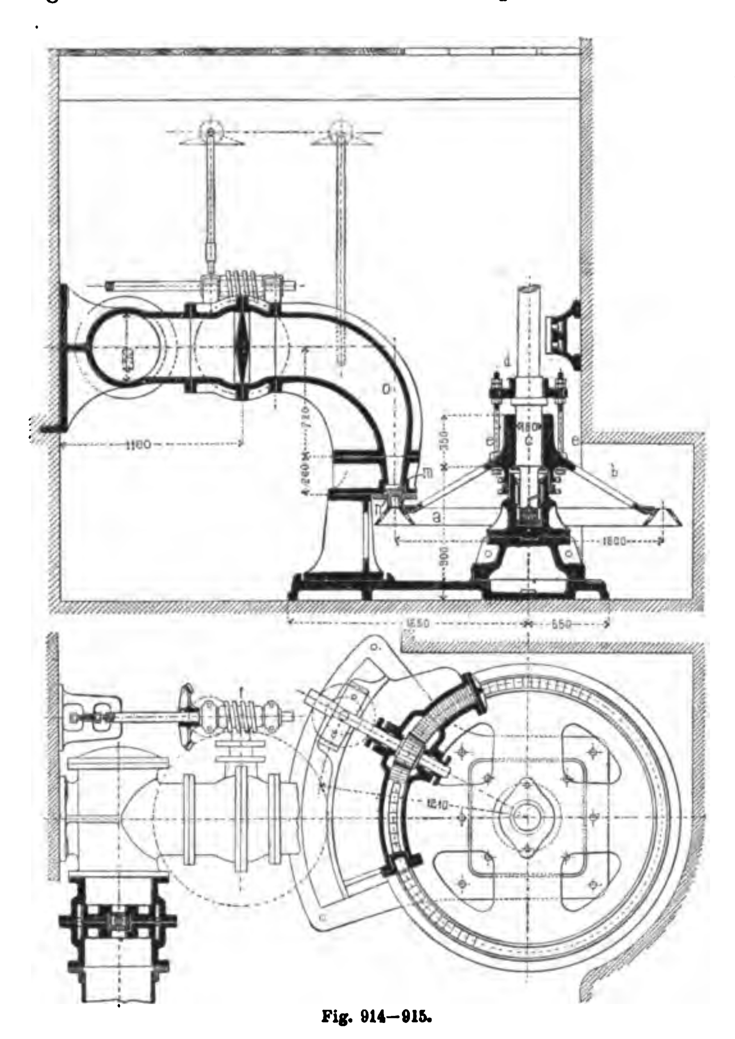


Fig. 914—915.

Der ganze Kranz *a* des Laufrades ist in einem Stück aus Kanonenmetall angefertigt, weil das Gusseisen bei der ungeheuren Ausflussgeschwindigkeit des sandhaltigen Wassers in kurzer Zeit ausgefressen würde. Mit diesem Radkranze ist das gusseiserne Armkreuz *b* ringsum fest verschraubt. Das Laufrad ist mit seitlichen Ventilationsöffnungen versehen. Der Leitapparat *n* welcher mit dem Leitgehäuse an das Ende des Zuleitungsrohres *o* angeschlossen ist, ist ebenfalls aus Kanonenmetall angefertigt und durch einen konisch eingedrehten Kreisschieber *m* aus Kanonenmetall können die 7 Leitcanäle geöffnet oder in beliebiger Anzahl geschlossen werden. Jeder offene Leitcanal entspricht einer Kraftleistung der Turbine von 45 HP. Der mit Verzahnung versehene Schieber *m* wird durch ein konisches Zahnrad l_2 mit horizontaler Welle l_1, welche das Leitgehäuse durchdringt und in den beiden Seitenwandungen des letzteren mittelst Stopfbüchsen abgedichtet ist, bewegt (s. Fig. 916). Die Befestigung des Laufrades an der schmiedeeisernen Welle *c*, welche unten in einem Spurlager *g* läuft, ist mit Hilfe einer gusseisernen Traverse *d* und zweier Hängeschrauben *e* bewirkt worden. Die Zuleitung des Wassers geschieht durch ein Rohr von 450 mm lichter Weite.

Die Anordnung einer Girard-Partialturbine mit verticaler Achse und radialer innerer Beaufschlagung und Wasserzuführung von unten veranschaulichen Fig. 917—918. Der von C. A. Specker in Wien für die Wiener Hochquellenleitung gebaute Kleinmotor wird bei geringer Kraftleistung auf einer Seite, bei grösserer dagegen auf zwei gegenüberliegenden Seiten des inneren Umfanges beaufschlagt und besitzt deshalb der Leitapparat zur Regulirung einen verticalen cylindrischen Schieber *i*, welcher mit Verzahnung versehen ist und durch ein Getriebe *k* bewegt wird. Das Laufrad ist nach aussen ausgeweitet und mit Ventilationsöffnungen versehen.

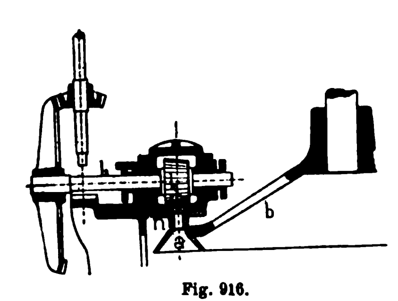


Fig. 916.

Denselben Typus zeigen auch die Turbinen der Maschinenwerkstätte St. Georgen bei St. Gallen (Schweiz), deren Ausführung Fig. 919 erkennen lässt. Von der Fabrik werden die Turbinen für alle Gefälle und Wassermengen in dieser Weise gebaut und zwar von weniger als 1 HP bis zu 150 HP.

Durch Fig. 920—922 ist eine Girard-Partialturbine mit horizontaler Welle veranschaulicht, welche bei einem Gefälle von 40 m eine Wassermenge von 10—25 Liter pro Secunde consumirt und dabei eine Arbeit von 4—10 HP verrichtet. Das Aufschlagwasser wird durch 5 Leitcanäle von 11 mm lichter Weite und 30 mm lichter radialer Breite in das aus Kanonenmetall angefertigte Laufrad geleitet, die durch einen Bogenschieber *s* in beliebiger Anzahl geöffnet oder geschlossen werden können. Die Bewegung dieses Schiebers geschieht einfach durch einen kräftigen Hebel *i* mit Zeigervorrichtung und Stellschraube. Die Weite der Zuleitung beträgt bei diesem Motor 150—250 mm. Die Ventilation des

Laufrades erfolgt hier von innen. Der Durchmesser des Laufrades ist 900 mm, die lichte Breite der Leitcanäle 30 mm, der Radcanäle am Eintritt 40 mm und am Austritt 140 mm. Die Uebertragung der Kraft erfolgt durch Riemen von der gut gelagerten Turbinenwelle *w* aus. —

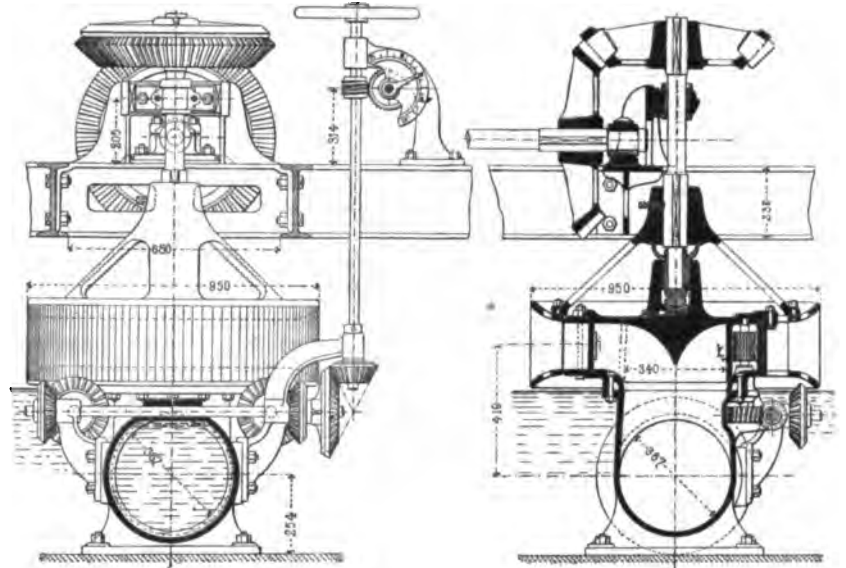


Fig. 917—918.

Einige ausgeführte **Turbinenanlagen** von **H. Queva & Co.** in Erfurt sind auf Tafel 8 und 9, Bd. I zur Anschauung gebracht.

Fig. 1 (*a*—*c*) stellen eine Turbinenanlage für eine Holzstoff-Fabrik dar. Dieselbe enthält zwei Turbinen von je 180 HP, welche wegen der bedeutenden Gefällschwankungen, sowie verschiedenen Wasserquantitäten als Doppelkranzturbinen construirt wurden, deren äusserer Kranz auf Reaction und deren innerer auf Action mit eingeschnürtem Kranzquerschnitt beschaufelt wurde. Die Kranzeinschnürung ermöglicht es ebenso wie die Rückschaufeln, die Actionsturbinen unter Wasser arbeiten zu lassen. Die Regulirung dieser Turbine geschieht durch Deckel und Verticalschieber. Die Leitkränze werden durch Ventilationsrohre mit der äusseren Atmosphäre in Verbindung gebracht.

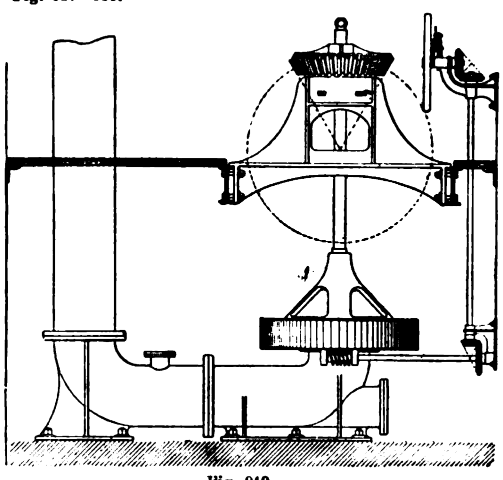


Fig. 919.

Fig. 2*a*—2*e* geben eine Turbinenanlage für ein Feinblechwalzwerk wieder. Die Turbine ist wie die vorige mit äusserem Reactions- und innerem Actionskranz, dieser jedoch mit Rückschaufeln versehen. Die Regulirung ist hier eine doppelte, eine der Aufschlagwassermenge und eine dem Walzprocesse entsprechende. Erstere besteht in einer theilweisen Abschützung der Leitradkränze, letztere in einer Cylinderschütze, welche an den Rippen der Tragfüsse geführt wird.

Fig. 3 zeigt eine für den Betrieb eines Stabeisenwalzwerkes bestimmte Turbine für ein Gefälle von 4,900 m und eine Leistung von 80 HP bei 75% Wirkungsgrad. Die

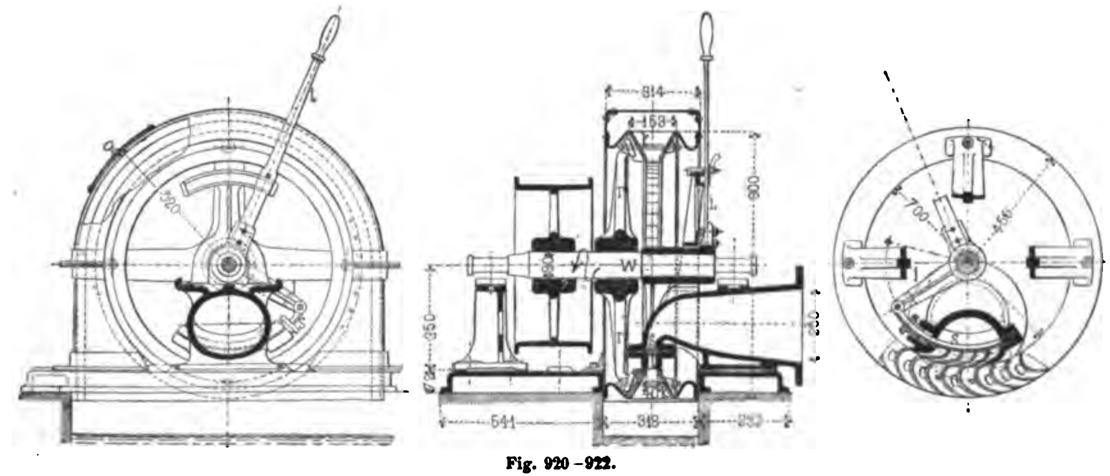


Fig. 920—922.

Turbine ist durch einen Halbcylinderschieber regulirbar und erhält das Aufschlagwasser durch eine Rohrleitung zugeführt.

In Fig. 4 *a* — 4 *b* sehen wir die Turbinenanlage eines Messingwalzwerkes abgebildet. Dieselbe erhält zwei Turbinen von je 50 HP, deren jede ein besonderes Zuflussgerinne hat; die rechtsliegende mit geschlossenem Wasserkasten dient zum Betriebe der Grobwalzenstrasse *c* und des Drahtzuges *d*, die linksbefindliche mit offenem Wasserkasten zum Betriebe der Feinwalzenstrasse *b*, *g* bezeichnet die Schützenwinde, *f* die Räder zur Regulirung mittelst Halbcylinderschieber und *a* das Freigerinne.

Eine geschlossene Partial-Axialturbine stellt Fig. 5 *a* — 5 *d* dar. Dieselbe wurde für eine Mühle angelegt und ist für eine Wassermenge von 0,34 cbm und ein normales Gefälle von 8 m berechnet, welches letztere sich jedoch durch Stauung des Unterwasserspiegels auf 7 m vermindert. Die Nutzleistung beträgt bei 75,6% Wirkungsgrad 24 HP. Der auf der Hälfte des Umfanges geschaufelte Leitapparat besitzt einen haubenförmigen Aufsatz, in welchen sich die Leitschaufeln verlängern und der durch einen Halbringschieber geöffnet oder geschlossen werden kann. Das Laufrad ist mit Rückschaufeln versehen.

Fig. 6 *a* — 6 *f* zeigen eine ebenfalls für eine Mühle angelegte Turbine von 40 HP, die durch ein Gefälle von 5 m und 0,8 cbm Wasser geleistet werden. Die Turbine ist eine mit geschlossenem Wasserkasten versehene Axialturbine und zugleich, wie die Fig. 3 und 4, eine Combinationsturbine, welche dem Director B. Lehmann patentirt ist. Dieselbe ist mit einer selbstthätigen hydraulischen Regulirung (Patent Lehmann) Fig. 6 *e* — 6 *f* ausgestattet, die von einem Cosinus-Regulator beeinflusst wird.

In Fig. 8 *a* — 8 *d* sehen wir eine Partialturbine der Oelfabrik von G. W. Fahrenholtz in Goslar für ein Gefälle von 14 m und 17 HP Nutzleistung bei 76% Wirkungsgrad. Der Leitapparat ist auf 0,425 des Umfangs geschaufelt. Die Regulirung besteht in einem Planschieber mit Zahnkranz, der durch ein Getriebe bewegt wird.

Von den auf Tafel 9 Bd. I dargestellten Queva-Turbinen zeigen uns zunächst Fig. 2 *a* — 2 *b* eine Radial-Vollturbine mit innerer Beaufschlagung nach dem System Nagel & Kaemp, welche für eine Spinnerei in Portugal ausgeführt ist. Dieselbe leistet bei einem Gefälle von 9 m und sehr veränderlichem Wasserzufluss 140 HP und macht 70,5 Umdrehungen pro Minute. Die Zuführung des Wassers geschieht durch eine an den Boden des Obergerinnes anschliessende Blechrohrleitung *L* von 1,230 m Durchmesser von unten. Das Laufrad von 1,7 m innerem Durchmesser ist nach Girard'schem Princip geschaufelt und mit einem Armkreuz *k* verschraubt, welches an Schrauben *s* hängt, um das Laufrad *r* in Bezug auf das Leitrad *e* genau einstellen zu können. Das Spurgehäuse des Unterzapfens *z* ist centrirbar und sind die Seitenbacken des Spurlagers mittelst Keile nachstellbar. Die Regulirung wird durch Drehung des Leitapparates bewirkt, indem den in der Höhe versetzten halbkreisförmigen Beaufschlagungsöffnungen des Leitrades zwei an dem feststehenden Zuflussgehäuse befindliche, in derselben Weise in der Höhe versetzte halbkreisförmige Schlitze entsprechen. Die Drehung des Leitapparates geschieht durch das mit dem Zahnkranz *m* in Eingriff befindliche Zahnrad *n*.

Die in Fig. 3 *a*—3 *b* dargestellte Axialturbine für 3,660 m Gefälle und 12 HP Nutzleistung ist für eine veränderliche Wassermenge und veränderlichen Unterwasserstand construirt. Die Welle *w* ist bei der nur geringen zeitweiligen Erhebung des Unterwasserspiegels mit Unterzapfen *z* versehen, für dessen leichte Untersuchung und Zugänglichkeit zwischen die Sohlplatte *p* und das Spurgehäuse ein herausnehmbares Rohr *o* eingeschoben ist. Die Regulirung erfolgt mittelst Vertical-Einzelschieber *s*, die, paarweise mit einander verbunden, durch Stangen *i* gehoben oder niedergelassen werden; letztere, durch Stopfbüchsen *t* im Kessel gehend, hängen in Rinnen eines durch Handregulirung drehbaren Cylinders *m* und werden durch die kurzen schiefen Ebenen in den Rinnen gehoben oder niedergelassen. Das Turbinenrad *r*, von 700 mm Durchmesser, ist für den Unterwassergang mit Kranzeinschnürung versehen und macht 112 Umdrehungen pro Minute.

Fig. 4 *a*—4 *b* geben die Zeichnung einer axialen Girard-Turbine mit offenem Wasserkasten für eine Leistung von 55 HP bei 3,540 m Gefälle, 54 Umdrehungen und 75% Wirkungsgrad. Die Regulirung der sehr veränderlichen Wassermenge geschieht durch zwei Planschieber *a b*, welche je auf eine Hälfte der versetzt angeordneten Leitcanäle *l* einwirken und durch Zahnsegmente $c c_1$, Wellen $d d_1$ und Schneckenräder $e e_1$ mittelst Handräder $f f_1$ für sich bewegt werden. Die Schieber *a b* werden durch angegossene Arme mit Naben um das Wellenrohr *g* geführt und ist der öfter zu bewegende äussere Schieber *a* durch Spannstangen *h* an dem drehbaren Wellenrohr *g* entlastet. Die Leitzellen werden durch Röhren *i* ventilirt; die Turbine hängt an einem Ringoberwasserzapfen.

Eine Girard-Turbine mit geschlossenem Wasserkasten ist durch die Figuren 5 *a* — 5 *b* dargestellt. Dieselbe ist für 8 HP bei 3,670 m Gefälle berechnet und macht 117 Umdrehungen pro Minute. Die Regulirung ist dieselbe wie bei der in Fig. 4 *a*—4 *b* dargestellten Turbine, nur die Bewegung des Schiebers ist eine andere. Beide werden von einer verticalen Welle *a* bewegt und zwar durch zwei zusammengegossene Getriebe *g*, von denen das obere in den mit innerer Verzahnung versehenen Zahnkranz des Schiebers i_1 eingreift, wodurch sich die Schieber entweder gegeneinander oder voneinander bewegen. Am unteren

Ende der Turbinenwelle befindet sich ein gusseiserner Schuh *s*, welcher sich über einem in der Sohlplatte feststehenden, in eine eiserne Hülse geschobenen Pockholzzapfen *t* dreht. Dem Zapfen wird durch die Röhre *h* behufs Schmierung von *A* aus Druckwasser zugeführt.

In Fig. 6*a*—6*b* ist eine Partial-Radialturbine mit innerer Beaufschlagung, System Girard, dargestellt. Die Turbine besitzt bei 94 Umdrehungen und 15 m Gefälle 15 HP. Der Lagerbock *a* und das Einlaufgehäuse *b*, welches das zweite Lager *c* trägt, sind auf einer rahmenförmigen Grundplatte befestigt, und ist das Einlaufgehäuse an seiner Auslaufseite mit einem Ringe *d* zusammengegossen, um welchen der Leitschaufelapparat *e* drehbar ist, wodurch also eine Regulirung der Wassermenge erfolgt. Die Bewegung des Leitapparates erfolgt mittelst Kegelrades von einer verticalen Welle *f* aus.

Eine Partial-Girard-Turbine ist auch noch in Fig. 7*a*—7*b* gezeichnet, und zwar für 8 HP bei 6,9 m Gefälle und 114 Umdrehungen. Dieselbe unterscheidet sich von der zuletzt beschriebenen Turbine eigentlich nur durch den Leitapparat *b*, welcher aus vier Zellen besteht, die durch einen Planschieber *p*, der mittelst Zahnstange und Handrad *e* durch Getriebe *d* bewegt wird, geschlossen oder geöffnet werden.

Fig. 8*a*—8*c* zeigen eine sog. Kapselturbine, welche ganz in ein Gehäuse eingeschlossen ist und bei 900 Umdrehungen und 50 m Gefälle eine Nutzleistung von 1 HP besitzt. Es ist nur eine Leitzelle *a* vorhanden, deren normale Austrittsweite durch eine federnde Wandung mittelst eines Excenters und Handhebels regulirt wird. Das Laufrad *c* ist ganz in Schmiedeeisen construirt und dreht sich in einer langen, mit Druckwasser geschmierten Pockholzbüchse *d*. Das Wasser wird durch den Stutzen *e* am Einlaufapparate zu- und einen Stutzen *f* am Ablaufgehäuse abgeführt.

Eine Radial-Partialturbine mit äusserer Beaufschlagung für eine Nutzleistung von 2 HP bei 35 m Gefälle, die für Kleinbetrieb mittelst Wassers der städtischen Wasserleitungen bestimmt ist, ist in Fig. 9*a*—9*c* gezeichnet. Die Turbine ist in einem hölzernen Kasten *a* angebracht, der an den Seitenwänden Consolen *b* für die Wellenlager trägt. Das Laufrad *c* ist mit metallenen Kranzscheiben, Schaufeln von 2 mm starkem Stahlblech, mit stählerner Welle und gusseiserner Nabe versehen. *d* ist eine eigenthümlich geformte Scheibe, um das aus den Radzellen austretende Wasser abzuleiten.

An der Turbine ist eine selbstthätige hydraulische Regulirung, Patent B. Lehmann, angebracht, wie solche bereits an der Turbine Fig. 6*a*—6*f* auf Taf. 8, Bd. I erwähnt wurde. Dieselbe besteht der Hauptsache nach aus einem Cosinus-Regulator *r*, der die Geschwindigkeitsänderungen aufnimmt, einem hydraulischen Kolben *s*, welcher durch das Druckwasser bewegend auf den Leitschaufel-Regulirapparat *t* einwirkt, und dem zwischen Regulator und hydraulischen Kolben befindlichen Steuerapparat *u*, welcher unter dem Einflusse des Regulators die Zuführung des Druckwassers nach dem hydraulischen Kolben bewirkt oder abschliesst.

Die in Fig. 10*a*—10*b* dargestellte Rohrturbine besitzt bei 10 m Gefälle und 300 Umdrehungen 3 HP. Die Turbine befindet sich in einem Gehäuse, welches mittelst zweier Füsse auf dem Fundament verschraubt wird und aus einem mittleren Rohrstücke *a* und zwei einander gleichen kugelförmigen Hauben *b* und *c* besteht, die je nach der Lage der Ab- und Zuflussrohre gedreht werden können. Die Regulirung, Patent B. Lehmann, wird dadurch bewirkt, dass der nur aus einigen Zellen bestehende Leitapparat *d* mittelst Schnecke *e* und Handrades *f* so gedreht wird, dass eine oder mehrere Zellen überdeckt werden.

Bezüglich anderer Aufstellungen von Turbinen ist ausserdem noch auf die dem Band III beigefügten Tafeln ausgeführter Fabrik- und Mühlenanlagen zu verweisen.

3. Amerikanische Turbinen.

Die Turbinen amerikanischen Systems sind gewöhnlich Radialturbinen mit äusserer Beaufschlagung und können als solche sowohl Actions- als auch Reactionsturbinen sein. Die Berechnung derselben weicht von der Berechnung der Jonval-Turbinen resp. Girard-Turbinen so wenig ab, dass sie hier nicht wiederholt zu werden braucht; nur ist dabei zu bemerken, dass die Umfangsgeschwindigkeit *v* hier am inneren und äusseren Umfang ungleich gross ist. Ausserdem hat die Centrifugalkraft auf die Wasserbewegung einigen Einfluss, indem bei innen beaufschlagten Rädern die Geschwindigkeit durch das Rad beschleunigt und bei aussen beaufschlagten verzögert wird, sodass, wenn man denselben Werth von *w* erreichen will, die ersteren Turbinen infolge dieser Einwirkung kleinere Dimensionen der Canäle und stärkere Krümmung der Schaufeln, die letzteren grössere Dimensionen der Canäle und geringere Schaufelkrümmung erhalten müssen.

Der Grundtypus der amerikanischen Turbinen ist die Francis-Turbine, d. h. eine Radialturbine mit äusserer Beaufschlagung, bei der das Leitrad sich innerhalb des Laufrades befindet. Fig. 923—927 stellen eine Francis-Turbine von Lejeune, aus der Fabrik von C. A. Specker in Wien, dar, welche als

Druckrad construirt ist. Dieselbe ist eine reine Actionsturbine mit begrenzten Strahlen und gleicher normaler Canalweite und ist mit genau wirkender Regulirung durch Drehklappen versehen.

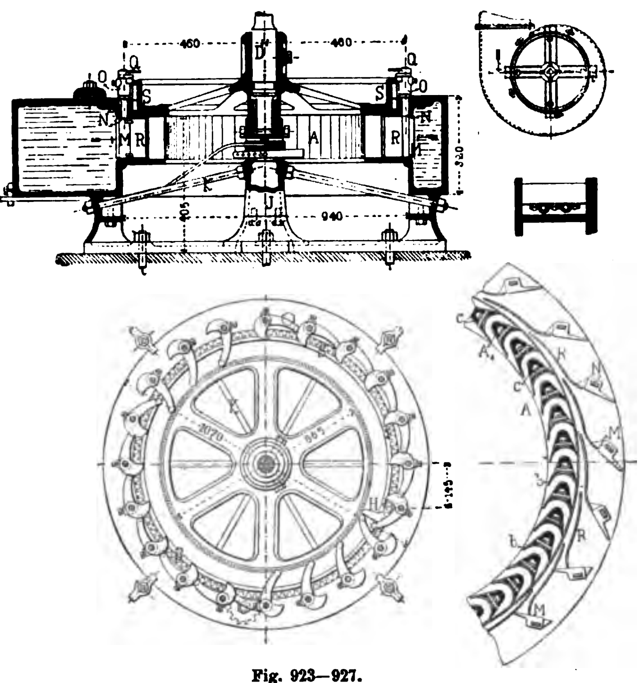


Fig. 923—927.

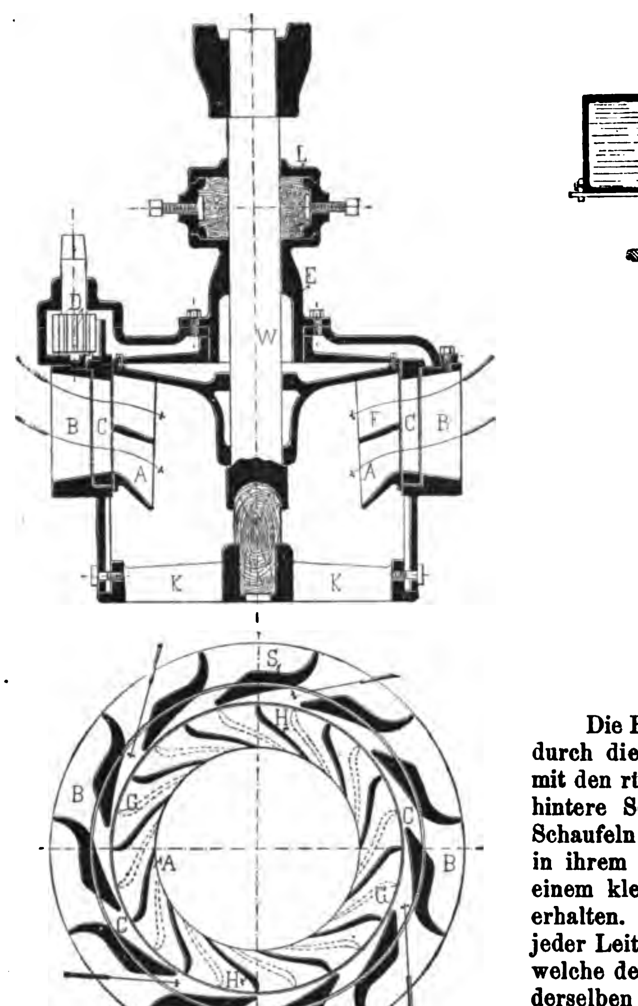


Fig. 928—929.

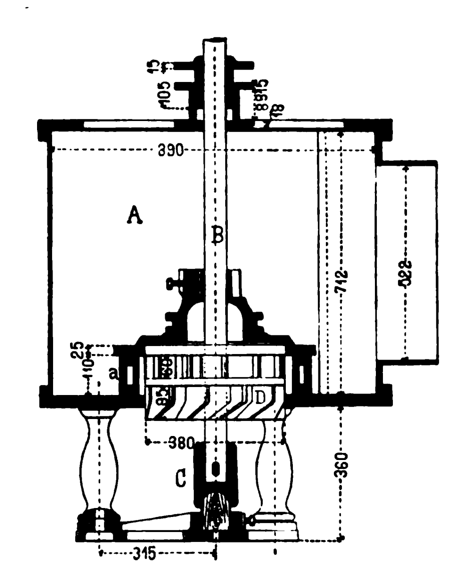
Die Radschaufeln bestehen aus den Blechcurven b, welche durch die angenieteten Halter c (von Messing) mittelst Stifte mit den rückschaufelartigen Stücken A_2 verbunden sind, deren hintere Seite die eine Begrenzung der Canäle bildet. Die Schaufeln R des Leitapparates sind von Schmiedeeisen und in ihrem inneren Theile etwas convex herausgebogen, um bei einem kleinen Eintrittswinkel eine grössere normale Weite zu erhalten. Der Winkel β ist gleich $180^0 - 2\alpha$. Am Ende jeder Leitschaufel ist eine gusseiserne Klappe M angebracht, welche den Leitcanal gänzlich abschliessen kann. Die Achse N derselben verlängert sich nach oben ausserhalb des Rades und endigt mit zwei an ihr mittelst Stellschrauben befestigten Regulirhaken O und Q, welche mit einem über dem Laufrade liegenden Regulirungsringe S so in Verbindung stehen, dass durch eine Drehung des Ringes nach links oder rechts eine Klappe M nach der anderen geöffnet oder geschlossen wird. Das Oeffnen geschieht durch einen am Regulirkranze S angebrachten Haken H, das Schliessen dagegen durch eine an S befestigte Feder; die Bewegung des Kranzes S erfolgt durch ein Getriebe und Verzahnung an S.

Die Zuleitung des Wassers auf dem ganzen Umfange des Leitrades geschieht durch ein dieses letztere umschliessendes Rohr von rechteckigem Querschnitt, welcher von der Anfangsstelle ab im Verhältniss zur Verminderung der Wassermenge abnimmt. Die Turbine kann aber auch recht gut in einem offenen Wasserkasten angelegt werden. Wird eine solche Turbine als Reactionsturbine gebaut, so kann dieselbe ebenso wie die Jonval-Turbine mit einem Saugrohre arbeiten.

In Fig. 928—929 ist eine amerikanische Originalconstruction, die Eclipse-Doppelturbine von Stilwell & Bierce in Dayton, Ohio, gezeichnet. Die Turbine besteht im wesentlichen aus drei Theilen, wovon zwei auf den Leitapparat kommen. Der feste Aussencylinder B ist mit den Zuleitschaufeln S in einem Stück gegossen und trägt unten das Kreuz K für den Unterwasserzapfen, der die unten ausgehöhlte verticale Turbinenwelle W unterstützt und aus Pockholz besteht; also weiter keiner Schmierung im Wasser bedarf. Das eigentliche Leitrad wird durch den zweiten Theil C des gesammten Leitapparates gebildet. Das Turbinenrad A enthält in zwei durch den Kranz F geschiedenen Abtheilungen gegeneinander

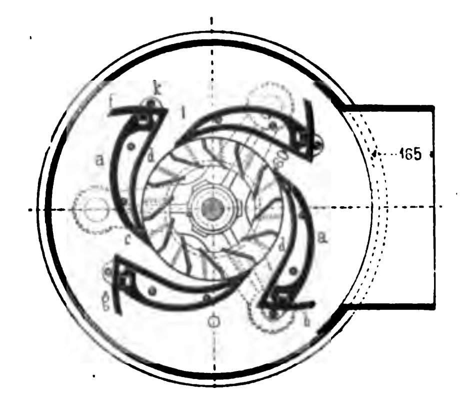
versetzte Schaufeln G und H, wovon die unteren G dadurch einen besseren Wasserabfluss erhalten haben, dass man den inneren Raum des Rades von oben nach unten etwas konisch gemacht hat. Auf dem Deckel E des Motors ist die Führung L angebracht, welche aus einer Holzfütterung besteht, die mittelst Stellschrauben gegen die Welle eingestellt wird.

Die in Fig. 930—932 dargestellte Turbine von F. W. Mahler in New-York besitzt ebenfalls äussere Beaufschlagung und besteht wie gewöhnlich aus dem Laufrade D, welches auf der Welle B aufgekeilt ist, die mit ihrem unteren Ende durch einen Pockholzzapfen bei C unterstützt wird; das Gehäuse A, welches von Säulen getragen wird, schliesst den ganzen Apparat ein. Diese Turbinen erhalten je nach ihrer Grösse vier und mehr Leitschaufeln, und geschieht dabei eine ziemlich vollkommene Regulirung auf folgende Weise: Die feststehenden Theile $a\,a$ bilden die eine, den Wassercanal begrenzende Fläche und wird die zweite, aber veränderliche Grenzfläche durch den Theil d gebildet, welcher um den Zapfen c drehbar ist. Die Veränderung der Canalquerschnitte geschieht durch Umdrehung der Welle p. Auf dieser sitzt ein Getriebe o, welches in ein um die Turbinenwelle drehbares Zahnsegment n eingreift, das mit einem Ring m, an dem sich 4 Zapfen befinden, in einem Stück gegossen ist. Jeder der Zapfen ist der Angriffspunkt einer Zugstange l, deren anderes Ende einen der vier an den Enden der beweglichen Theile d befestigten Zapfen k erfasst. Wird also p in der einen oder anderen Richtung gedreht, so verengen bezw. erweitern sich die Wasser durchlassenden Querschnitte i.



4. Ausführung der Turbinen.

Die Körper des Leit- und Laufrades werden gewöhnlich aus Gusseisen, bei sehr kleinem Durchmesser und bei sandhaltigem Wasser aber auch aus Kanonenmetall hergestellt. Die Schaufeln des Laufrades macht man meist aus Gusseisen, während man die Schaufeln des Leitrades meist aus Schmiedeeisen herstellt. Im ersteren Falle werden die Schaufeln mit dem Radkörper zusammengegossen, im letzteren Falle eingegossen oder eingenietet. Letzteres geschieht, indem man die vorher gebogenen Blechschaufeln auf einer Seite mit kleinen Zapfen versieht, die, in entsprechende Löcher des inneren Radkranzes gesteckt, als Niete dienen. Der äussere Radkranz wird dann gewöhnlich auch aus Blech hergestellt und zum Abnehmen eingerichtet.



Die Wandstärke der Räder (s. Fig. 933) wählt man zweckmässig nach der empirischen Formel:

$\delta = 0{,}02\,R + 0{,}8$ cm bei eingegossenen gusseisernen Schaufeln,

$\delta_1 = {}^5/_4\,\{0{,}02\,R + 0{,}8 \text{ cm}\}$ bei schmiedeeisernen eingegossenen oder eingenieteten Schaufeln.

Die Arme der Turbinenräder macht man sehr flach $\left(\frac{b}{h} = {}^1/_4\right)$ wegen des Widerstandes, welchen dieselben im Wasser hervorrufen. Wenn man Gusspannungen befürchtet, kann man auch isolirte Arme mit dem mit Lappen versehenen Kranze verschrauben. Bei kleinen Turbinenrädern ersetzt man die Arme auch durch eine gusseiserne Scheibe, welche eine Dicke gleich 2,0 cm + 0,008 R erhält.

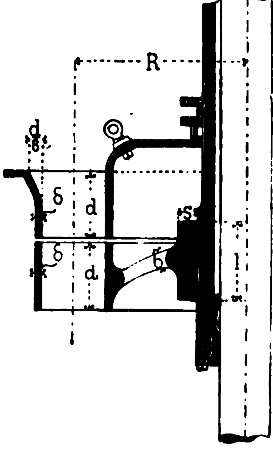


Fig. 933.

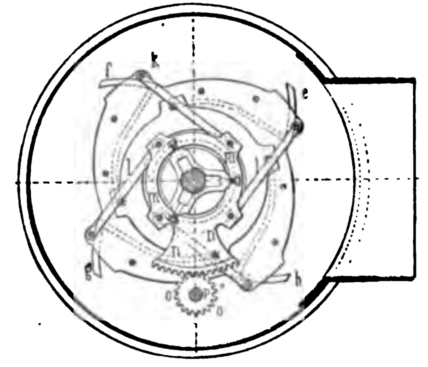


Fig. 930—932.

Die Länge der Nabe l wird gewöhnlich ca. der Höhe des Laufrades d_1 gleich gemacht oder 1,25 d bis 1,5 d (wenn d der Wellendurchmesser ist); die Nabenstärke ist: $s = 0{,}1 \text{ cm} + \frac{d}{3}$.

Die Anzahl der Arme ist: $I = 2 + \frac{R}{500}$, und der Armquerschnitt berechnet sich nach der Formel: $\frac{b \cdot h^2}{6} \cdot S = {}^3/_4 \, \frac{1}{I} \, 716200 \, \frac{N}{n}$, wenn b die Breite, h die Dicke und S die zulässige Beanspruchung pro qmm (= 3—4 kg) bedeutet.

Die Turbinenwelle wird in den meisten Fällen wegen der jetzt fast ausschliesslich angewendeten Oberwasserzapfen als hohle gusseiserne Welle construirt, welche eine schmiedeeiserne, auf dem Fundament in einem Fuss befestigte Standsäule umschliesst und sich mittelst des Oberwasserzapfens auf das obere Ende derselben stützt, sodass also die Turbine über der Standsäule aufgehängt ist. Beim Unterwasserzapfen hat man nur eine (schmiedeeiserne oder gusseiserne) Welle nöthig, welche in dem auf der Fundamentplatte angebrachten Spurlager läuft.

Die Stärke der Welle beträgt (massiver Kreisquerschnitt):

$$d = 13{,}5 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ für schmiedeeiserne Wellen,} \quad d = 17 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ für gusseiserne Wellen.}$$

Horizontale Wellen sind auf Biegung und Torsion zu berechnen.

Die Turbinenzapfen werden gewöhnlich aus Stahl hergestellt und die Spurplatte aus Kanonenmetall. Für die gewöhnlichen Fälle der Praxis ($n < 100$) wird der Zapfendurchmesser: $d_1 = 0{,}14 \sqrt{Pz}$, wenn der Zapfendruck ist: Pz = Gewicht der Turbine, Welle, Zahnrad etc. $+ 1000 \cdot 2 \cdot R \cdot \pi \cdot B \cdot H \left(1 - \frac{U^2}{2gH}\right)$ + Wassergewicht in der Turbine (bei Reactionsturbinen). Pz = Gewicht der Turbine, Welle, Zahnrad etc. $+ \frac{1000}{g} \, Q \, (U \sin \alpha - w)$ + Wassergewicht in der Turbine (bei Actionsturbinen).

Die Turbinenzapfen werden eingetheilt in feste und nachstellbare Unterwasserzapfen und in feste und nachstellbare Oberwasserzapfen. Die Nachstellbarkeit hat den Zweck, bei abgenutzten Zapfen die Spaltweite zwischen Leit- und Laufrad wieder auf das richtige Mass zu bringen. Werden feste Zapfen angewendet, so muss man die Nachstellbarkeit auf andere Weise zu erreichen suchen, und zwar indem man das Laufrad an Schrauben, die durch Ansätze der Turbinenwelle gehen, aufhängt.

Die Unterwasserzapfen werden nur noch in solchen Fällen ausgeführt, wo die Anbringung eines Oberwasserzapfens Schwierigkeiten bietet, da dieselben sich der Beobachtung und bequemen Behandlung entziehen. In Fig. 934 ist ein nachstellbarer Unterwasserzapfen dargestellt, der von Richard Hartmann in Chemnitz vielfach angewendet ist. Derselbe eignet sich besonders für gusseiserne hohle Wellen, da die Schmierzuführung durch dieselbe zu geschehen hat (durch das Rohr a). b ist ein Compassgelenk, um die Ungleichheiten nach jeder Seite hin auszugleichen, dessen unterstes Glied durch die Spurplatte c gebildet wird; letztere dreht sich mit der Fläche m auf dem stählernen Spurzapfen d, der in einem Bocke e geführt und durch den Keil f in seiner Höhe verstellt wird. Die seitliche Führung der Welle auf dem Zapfen d wird durch die Büchse g bewirkt; für Abdichtung des Zapfens gegen das Wasser dient der Lederstulp h.

Fig. 935—936.

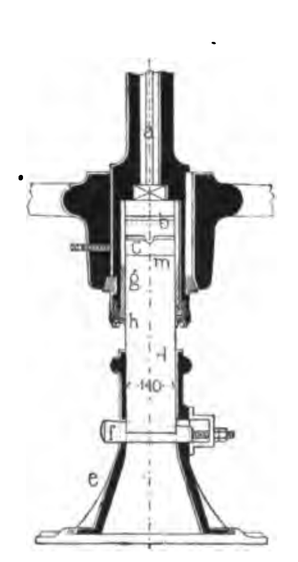


Fig. 934.

Die Oberwasserzapfen werden in den meisten Fällen nachstellbar angeordnet. Fig. 935—936 zeigen einen Fontaine'schen Oberwasserzapfen, wie er von H. Queva & Co. in Erfurt angewendet wird. Derselbe ist in dem Gehäuse o angebracht, welches mit der eigentlichen hohlen gusseisernen Turbinenwelle m durch Bolzen s verbunden ist. Der Zapfen enthält zwei gehärtete Gussstahlplatten a und b mit einer bronzenen, linsenförmig gedrehten Zwischenplatte c, und befinden sich diese Spurplatten in einer über dem Wellkopfe gelegenen, auf der Tragspindel e ruhenden Spurbüchse d. Die in einer schmiedeeisernen Mutter g drehbare Zapfenspindel f kann durch ein oberhalb des Zapfengehäuses

angebrachtes Schneckenrad *h* mit Schnecke *i* bewegt werden, und ist hierdurch eine bequeme Nachstellung des Zapfens und des Spaltes zwischen Leit- und Laufrad ermöglicht. Von der auf der Zapfenspindel aufgeschraubten Schmiervase *k* wird durch eine Bohrung der ersteren das Schmiermaterial zwischen die Zapfenflächen geführt, und erfolgt die Regulirung des Oelzuflusses mittelst eines in der unteren, feststehenden Spurplatte befestigten, in das Rohr der Vase reichenden dünnen Rundeisens nach Art der Nadelschmiergläser.

Während bei dem letzteren Oberwasserzapfen der Effect der Turbine unterhalb desselben abgeleitet werden muss, ist in Fig. 937—939 eine andere Construction dargestellt, bei welcher die Ableitung des Effectes oberhalb des Zapfens stattfindet, wobei die obere schmiedeeiserne Welle beliebig weit nach oben geführt werden kann. Die Nachstellung des Zapfens erfolgt hier durch Drehen der in dem Gehäuse befindlichen Mutter.

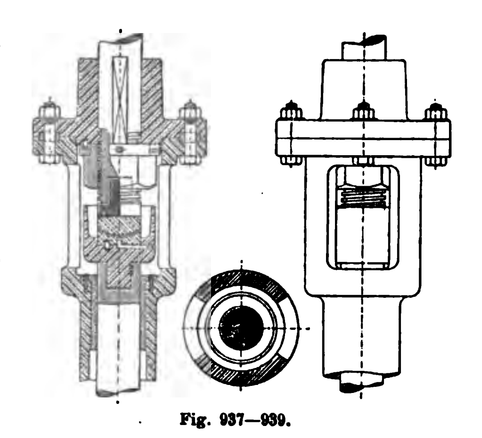


Fig. 937—939.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Fink, Theorie und Construction der Brunnenanlagen, Kolben- und Centrifugalpumpen, der Turbinen, Ventilatoren und Exhaustoren. Berlin, Gärtner.

Lehmann, Ueber Turbinen, deren Construction und Wirkungsgrad. Berlin, Gärtner.

Meissner, Hydraulik und hydraulische Motoren. Jena, Costenoble.

Neumann, Hydraulische Motoren. Weimar, Voigt.

Redtenbacher, Theorie und Bau der Turbinen. München. Bassermann.

——————, Resultate für den Maschinenbau. München. Bassermann.

v. Reiche, Gesetze des Turbinenbaues. Leipzig, Felix.

v. Rittinger, Theorie und Bau der Rohrturbinen. Prag, Fuchs.

Werner, Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren. Berlin, Gärtner.

Wiebe, Allgemeine Theorie der Turbinen. Berlin, Ernst & Korn.

D. Wassersäulenmaschinen.

Als Wassersäulenmaschinen bezeichnet man diejenigen Motoren zur Aufnahme der bewegenden Kraft des Wassers, deren Receptor aus einem geradlinig hin- und herbewegten Kolben besteht, welcher sich in einem festen oder oscillirenden Cylinder befindet. Die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens wird entweder direct auf die Arbeitsmaschinen (in diesem Falle gewöhnlich Pumpen) übertragen, oder man ordnet sie nach Art der Dampfmaschinen mit Rotationsbewegung an. Die Wassersäulenmaschinen der ersteren Art finden ausschliesslich Anwendung zum Betriebe der in den Bergwerken zum Heben des Schichtwassers angewendeten Pumpen, und bezeichnet man sie kurzweg mit dem Namen „Wassersäulenmaschinen“, während man die zweite Art, welche einen vorzüglichen Kleinmotor für das Kleingewerbe bildet, zum Unterschiede von den obengenannten „Wasserdruckmaschinen“ nennt.

Je nachdem das Wasser auf einer oder auf beiden Seiten des Kolbens wirksam ist, unterscheidet man einfachwirkende und doppeltwirkende **Wassersäulenmaschinen.** Im wesentlichen bestehen diese aus einem meist senkrechten Treibcylinder, in welchem sich ein luft- und wasserdicht eingeschobener Treibkolben befindet, der mittelst des durch die Einfallröhre von einem höheren Punkte aus zugeleiteten Kraftwassers bewegt wird. Letzteres wird, nachdem es seine Wirkung auf den Kolben ausgeübt hat, durch die Austrageröhre fortgeleitet. Die Communication zwischen der Einfallröhre und dem unterhalb des Treibkolbens befindlichen Raume herzustellen (bei einfachwirkenden Maschinen), oder aber zu bewirken, dass diese Communication abwechselnd mit dem unterhalb und oberhalb des Treibkolbens befindlichen Raume des Treibcylinders hergestellt werde (bei doppeltwirkenden Maschinen), ist Zweck der Steuerung. Dieselbe besteht bei den Wassersäulenmaschinen aus der eigentlichen sog. Hauptsteuerung, welche das abwechselnde Zu- und Ablassen des Kraftwassers direct bewirkt, und aus der Hilfssteuerung, welche

von der Maschine mittelst Knaggen oder sonstiger Vorrichtungen bewegt wird und, erstere bewegend, ein stossfreies Functioniren derselben gestattet. Die Steuerung der Wassersäulenmaschinen wird in der Regel als Kolbensteuerung ausgeführt, jedoch werden besonders bei älteren Maschinen auch Hahnsteuerungen, bei neueren auch wohl Schiebersteuerungen angewendet.

Der Treibcylinder besteht meist aus Gusseisen, wird jedoch oft auch aus Rothguss oder Bronze wegen der grösseren Politurfähigkeit dieser Materialien hergestellt; derselbe wird wegen der geringen Anzahl der Doppelhübe (3 bis 6 pro Minute) mehr lang als weit ausgeführt. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit beträgt in der Regel ca. 0,314 m pro Secunde.

Der Treibkolben ist ganz nach Art der Dampfmaschinenkolben construirt und kann dessen Liderung aus Lederriemen, Lederscheiben oder Metallringen bestehen.

Die Kolbenstange ist mit dem Treibkolben in der gewöhnlichen Weise verbunden und geht durch eine im unteren Cylinderdeckel befindliche Stopfbüchse, welche bei den Wassersäulenmaschinen meist mit Lederscheiben abgelidert ist. Zuweilen bringt man zwischen die Lederscheiben noch einen metallenen Ring mit durch feine Bohrungen communicirenden Schmierrinnen.

Auf den gleichmässigen Gang der Wassersäulenmaschinen ist das Gewicht des direct an der Treibkolbenstange hängenden Pumpengestänges von wesentlichem Einfluss und muss durch geeignete Hilfsmittel eine Regulirung des Ganges, d. h. ein Ausgleichen des Pumpengestängegewichtes bewirkt werden. Dies geschieht dadurch, dass die Bewegung des Treibkolbens beim Aufgange unterstützt und beim Niedergange gehindert wird, sodass der Kolben seinen gleichmässigen Gang behält. Bei zweicylindrigen Maschinen, welche seltener vorkommen, ist dies in einfacher Weise dadurch erreicht, dass man die sich entgegengesetzt bewegenden Kolbenstangen durch einen gleicharmigen Hebel miteinander verbindet, sodass die niedergehende Last auf der einen Seite die aufzuhebende auf der anderen ausgleicht. Bei eincylindrigen Maschinen muss man ein besonderes, die zweite Kolbenstange ersetzendes Gewicht anbringen, welches beim Aufgange des Kolbens fördernd, beim Niedergange desselben aber widerstehend wirkt. Auch wendet man einen sog. hydraulischen Balancier an; derselbe besteht in einer verticalen Röhre, welche je nach der Grösse der Maschine eine bestimmte Höhe hat, sodass das Wasser, welches den Treibcylinder verlässt, erst aufwärts steigen muss, ehe es abfliessen kann, wodurch das Gegengewicht zum Pumpengestänge ersetzt ist. Weitere Mittel zur Regulirung der Wassersäulenmaschinen sind die Stellhähne und Drosselklappen, welche in der Einfall- und Austrageröhre angebracht werden.

Für das Heben des Gruben- und Soolwassers aus Bergwerken, wozu die Wassersäulenmaschinen, wie schon erwähnt, meistens Anwendung finden, benutzt man fast stets einfachwirkende Maschinen, da der Niedergang des Treibkolbens schon durch das Gewicht des langen Pumpengestänges bewirkt wird. Durch Fig. 940—941 wird eine solche einfachwirkende Maschine besserer Construction dargestellt, wie sie von Junker für das Bergwerk Poullaouen bei Huelgoat in der Bretagne ausgeführt wurde.

Fig. 940—941.

Das Kraftwasser tritt durch die Einfallröhre R_1 in den Raum E der Hauptsteuerung, in welchem sich das Kolbensystem $K_1 K_2 D$ in der gezeichneten Stellung befindet, und von da einestheils durch das Rohr r in den ringförmigen Raum o_1, sowie anderntheils in geringem Masse durch an dem äusseren Umfange des Kolbens K_1 befindliche Nuthen und durch das Verbindungsrohr R in den oben offenen Treibcylinder C. Durch das nunmehr in o_1 befindliche Wasser wird auf der oberen Fläche des Kolbens K_2 ein Ueberdruck erzeugt, welcher das Hauptsteuerkolbensystem abwärts bewegt, und zwar so lange, bis die Mündung des Rohres R völlig frei gelegt ist und der Zutritt des Aufschlagwassers unter den Treibkolben mit voller Kraft erfolgen kann, wodurch der letztere nach oben gedrückt wird. Auf dem Treibkolben K ist die in f geführte Stange S_1 mit den zwei auf ihr in Löchern verstellbaren Knaggen I und II so befestigt, dass bei der nahezu erreichten oberen Hubgrenze des Treibkolbens die Knagge I mit dem Ansatz 1 in Berührung kommt und infolge dessen durch Vermittelung des Hebelsystems $h l h_1$ das dem Kolbensystem $K_1 K_2 D$ ähnliche Hilfssteuerkolbensystem $k_1 k_2 d$ in die in Fig. 941 ersichtliche Stellung hebt. Hierdurch gewinnt das im Raume o_1 befindliche Wasser, da jetzt ein Ueberdruck auf die untere Fläche des Kolbens K_2 und hiermit ein Heben des Hauptsteuerkolbensystems eintritt, freien Abfluss durch das Rohr o und r_1 in die Austrageröhre R_2. Die Zuströmung des Aufschlagwassers unter den Treibkolben K ist nun durch den Kolben K_1 verhindert und der Treibcylinder mit der Austrageröhre R_2 in Communication gebracht, wodurch dem durch das Gewicht des mit der Kolbenstange S direct verbundenen Pumpengestänges bedingten Niedergehen des Kolbens K kein Hinderniss mehr im Wege steht, da das unter ihm befindliche Wasser frei entweichen kann. Bei der nahezu erreichten unteren Hubgrenze kommt die Knagge II mit dem Ansatz 2 des Hebelsystems $h l h_1$ in Berührung und wird dadurch das Hilfssteuerkolbensystem $k_1 k_2 d$ wieder abwärts

gezogen, worauf das eben besprochene Spiel von neuem beginnt. Um den an den Hubgrenzen des Hauptsteuerkolbensystems entstehenden Stoss zu verhindern, sind die Vorrichtungen p und qq_1 angebracht; erstere besteht aus einer Büchse von Blech, in welche ein unten mit Pantoffelholz ausgefütterter Theil hineinpasst, der sich in ihr verschieben lässt, sodass, wenn der hohle Cylinder D mit seiner oberen Fläche gegen diesen Theil trifft, infolge der Elasticität dieser Vorrichtung die Bewegung ohne Stoss vernichtet wird. Die Vorrichtung $q\,q_1$ besteht aus einem am Kolben R_1 befestigten kleinen Kolben q, welcher dadurch, dass er das in dem kleinen Cylinder q_1 befindliche Wasser verdrängt, den Stoss abschwächt.

Die Regulirung der Maschine geschieht mittelst der in der Einfall- und Austrageröhre befindlichen, durch Schraube ohne Ende und Schneckenrad bewegten Drosselklappen, sowie durch die Hähne u und w. Ausserdem ist zu diesem Zwecke der früher erwähnte hydraulische Balancier vorhanden.

Die Nutzleistung der Wassersäulenmaschinen ist, wie für alle Wassermotoren, wenn Q die secundliche Wassermenge, H das disponible Gefälle, und η das Güteverhältniss bezeichnet: $N_n = \eta \frac{1000 \,.\, Q \,.\, H}{75}$ HP, wo η ca. 0,8 beträgt.

Die Wasserdruckmaschinen werden gewöhnlich durch Wasser der städtischen Wasserleitungen betrieben. Sie werden in ganz gleicher Weise wie oscillirende oder mit feststehendem Cylinder und einfacher Schiebersteuerung versehene Dampfmaschinen, ein- und zweicylindrig und jetzt durchgehends doppeltwirkend, ausgeführt und ebenso berechnet; nur ist dabei zu berücksichtigen, dass es, da das Wasser ein vollkommen unelastischer Körper ist, nothwendig wird, die aus dieser Eigenschaft resultirenden Stösse unschädlich zu machen, was in einfacher Weise durch Einschaltung eines Windkessels geschieht, der direct vor der Eintrittsstelle des Wassers in die Maschine angebracht wird. Bei längeren Leitungen ist es zweckmässig, in deren Lauf noch einen zweiten solchen einzuschalten.

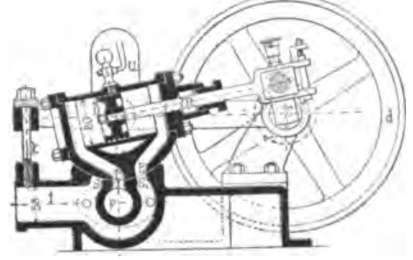
Die Dimensionen der Cylindercanäle betragen $^1/_2$—$^1/_3$ des Cylinderquerschnitts und kann man für kleinere Maschinen annehmen, wenn a und b die Seiten des rechteckigen Querschnitts bedeuten: $ab = 0{,}3\,\frac{D^2\pi}{4} + 6$ qcm, wo b nur wenig kleiner als der Cylinderdurchmesser D gemacht wird.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist gewöhnlich 0,6 m und dementsprechend die Geschwindigkeit des Wassers in den Leitungen 0,7 m im Mittel. Man kann unbeschadet mit letzterem Werthe auf 1,5 m gehen.

Die Leistung ist bei diesen Maschinen auch: $N_n = \eta \,.\, \frac{1000 \,.\, QH}{75}$ HP, wo $\eta = 0{,}8$ bis 0,85 zu setzen ist. Ausgeführt werden die Wasserdruckmaschinen von $^1/_2$ bis 2 HP.

Bezüglich der Ausführung dieser Maschinen ist zu bemerken, dass man von zwei sich berührenden Theilen einen von Bronze, den anderen von Gusseisen, oder bei kleineren Maschinen beide aus Bronze herstellt. Der Kolben wird zweckmässig nicht mit Dichtungsringen, sondern nur mit eingedrehten Rillen versehen.

Von den Wasserdruckmaschinen haben diejenigen von A. Schmid in Zürich die weiteste Verbreitung gefunden. Sie gehören zu den oscillirenden und ihre Construction ist aus den Fig. 942—943 ersichtlich.



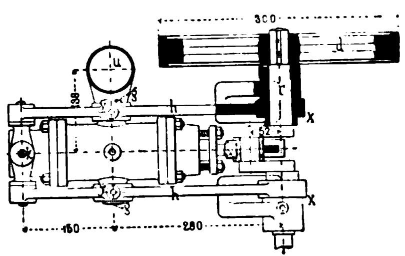
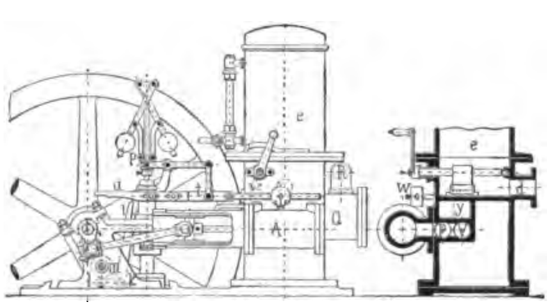


Fig. 942—943.

Die Maschine besteht aus einem mit zwei Drehzapfen g versehenen Cylinder, dessen Kolben l von dem hochgespannten Leitungswasser hin- und hergetrieben wird, wodurch mittelst der durch eine Stopfbüchse gehenden Kolbenstange m die gekröpfte Kurbelwelle c mit Schwungrad d in Umdrehung versetzt wird. Die Drehzapfen des Cylinders sind in zwei Hebeln h gelagert, welche einerseits bei x scharnierartig mit dem Fundamentrahmen verbunden sind, anderseits an ihren über die Zapfenlager y vorstehenden freien Enden mittelst einer Druckschraube k gegen das Maschinenbett fixirt werden können. Der Bauch des Cylinders ist mit einem cylindrischen, zum Drehzapfen concentrischen und an den Cylinder angegossenen Schieberspiegel versehen, welcher auf einer entsprechenden concaven Fläche des Bettes gelagert und mittelst der Druckschraube k auf derselben abgedichtet ist. Der Schieberspiegel des Cylinders enthält zwei spaltförmige Oeffnungen $r\,r_1$, durch welche die beiden Canäle von der vorderen und hinteren Cylinderseite münden; in der correspondirenden Schieberfläche des Bettes münden drei Canäle, von denen der mittlere q mit dem von der Seite kommenden Injectionsrohre p, die beiden seitlichen $s\,s_1$ aber, welche zum Ablauf des benutzten Wassers dienen, mit dem im Bett befindlichen Hohlraume und dem an denselben anschliessenden Abgangsrohr t in Verbindung stehen. Durch die oscillirende Bewegung des Cylinders kommen nun die Canäle $r\,r_1$

abwechselnd mit dem Injectionsrohre *p* und dem Abflussrohre *t* in Verbindung und es wird dadurch die Wasservertheilung in leicht aus der Figur ersichtlicher Weise bewirkt. Zur Erzielung eines möglichst stossfreien Ganges der Maschine ist es neben Anbringung eines Windkessels *u* am Ende des Zuflussrohres *p* erforderlich, dass der Abschluss für das Betriebswasser hinter dem Kolben genau am Ende des Hubes und gleichzeitig auch die Oeffnung des Austrittscanales erfolgt. Für die andere Seite des Kolbens muss zu gleicher Zeit Oeffnung des Eintrittscanals und Abschluss des Austrittscanals stattfinden.

Eine Wasserdruckmaschine mit feststehendem Cylinder stellen Fig. 944—946 dar. Dieselbe wird von J. Körösi in Andritz bei Graz gebaut. Die Füllung des Cylinders geschieht intermittirend nach Massgabe des Arbeitsbedarfes durch eine eigenthümliche selbstthätige Regulatorsteuerung (Patent Winter).



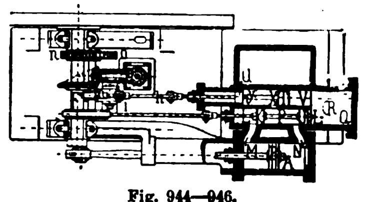


Fig. 944—946.

Das Betriebswasser gelangt durch das Rohr *d* in den Windkessel *e* und von dort durch den senkrechten Canal *y* in den Cylinder *V* zwischen die Kolben *T* und *U*, welche vermöge des Ueberdruckes auf den grösseren Kolben *T* stets nach rechts gedrückt werden und infolge dessen die Eintrittsöffnung *X* ganz frei legen. Durch diese Oeffnung tritt das Druckwasser in den Steuercylinder *P*, in welchem die beiden Kolben *K* und *J* den wechselnden Ein- und Austritt durch die Canäle *M* und *N* in den Treibcylinder *A* vermitteln. Der Austritt des Wassers erfolgt durch die Oeffnungen *L* nach einem Kasten *Q*, aus welchem es durch das Rohr *R* abfliesst. Die Steuerkolben *K* und *J* werden von einem Excenter bewegt. Die Regulirungskolben sind durch eine Stange miteinander verbunden und durch die Stange *h* in den Winkelhebel *ikl* eingehängt. Dieser letztere legt sich mittelst der Rolle *l* an das Stufenexcenter *m* an, welches von der Schwungradwelle *F* aus durch die Zahnräder *n* und *o* getrieben wird. Die Räderübersetzung ist so gewählt, dass der Stufenansatz *m* den Hebel *ikl* und damit die Kolben *T* und *U* dann zurückzieht, wenn sich der Treibkolben *B* in einem todten Punkte befindet; hierdurch schliesst der Absperrkolben die Oeffnung *X* so lange, bis der Ansatz *m* die Rolle *l* passirt hat. Dieses Spiel wiederholt sich in jedem todten Punkte. Der Regulator *p* setzt bei eintretender Geschwindigkeitsänderung den zweiarmigen Hebel *tw* in Bewegung, wodurch mittelst eines Sperrhakens die Arretirung des zurückgezogenen Hebels *i* bewirkt und der Wasserzufluss geschlossen wird. Die Maschine tritt also bei wachsender Geschwindigkeit in den Leergang ein. Sinkt die Geschwindigkeit unter die normale, so hebt sich das Ende *u* des Hebels *tw*, *i* wird wieder frei und die Oeffnung *X* wieder geöffnet. Während der Absperrung drückt *m* die Rolle *l* stets nieder, bewegt den Hebel *i* etwas zurück und lüftet den Haken *u*, sodass sich derselbe ohne Widerstand heben und den Wassereintritt bei der Endstellung des Kolbens wieder öffnen kann.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Bork, Die Kraftmaschinen für das Kleingewerbe und ihre Prüfung auf Leistungsfähigkeit und Betriebskosten auf der Fachausstellung von Kraft- und Arbeitsmaschinen zu Erfurt. Berlin, Polyt. Buchhandlung, A. Seydel.

Neumann, Hydraulische Motoren. Weimar, B. Fr. Voigt.

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Braunschweig, C. A. Schwetschke & Sohn.

Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Braunschweig, Fr. Vieweg & Sohn.

E. Windräder.

Windräder sind diejenigen Kraftmaschinen, welche zur Aufnahme und Ausnutzung der bewegenden Kraft der natürlichen Luftströmungen dienen. Ihre Anwendung beschränkt sich ihrer geringen Arbeitsleistung wegen in der Hauptsache nur auf den Betrieb von Windmühlen, kleinen Bewässerungs- und Ent-

wässerungsanlagen. Das Windrad unterscheidet sich wesentlich vom Wasserrade, indem es nicht einem begrenzten, unelastischen, sondern einem allseitig unbegrenzten, elastischen Motor gegenübergestellt wird. Ein nach dem Princip der gewöhnlichen Wasserräder gebautes Windrad kann daher nur dann betrieben werden, wenn es ähnlich den Turbinen mit einem Leitschaufelmantel umgeben wird. Solche sog. Windturbinen sind schon vielfach gebaut worden, haben aber nie recht zur Geltung kommen können, da sie meistens ungünstige Resultate geliefert haben. Man hat diesen Windrädern eine verticale Umdrehungsachse gegeben und da sich dieselben infolge dessen in einer horizontalen Ebene umdrehen, sie auch mit dem Namen horizontale Windräder bezeichnet.

Weit häufiger sind die verticalen Windräder. Die bis jetzt am meisten bewährten Constructionen derselben sind unsere gewöhnlichen Windmühlenflügel zum Betriebe der Windmühlen und die beiden amerikanischen Constructionen „Halladay" und „Eclipse", welch letztere sich von den ersteren dadurch unterscheiden, dass sie sich selbstthätig je nach der Windstärke einstellen und reguliren und meistens zum Betriebe von Pumpen, sowie aller Arten Arbeitsmaschinen verwendet werden.

Die Windmühlenflügel sind an einer behufs sicherer Lagerung etwas nach hinten geneigten Welle befestigt, welche meistens aus Holz oder Gusseisen angefertigt ist. Ihre Neigung beträgt 5 bis 15°. Man unterscheidet an derselben den Kopf, in welchem die Flügel aufsitzen, den Hals (Schlot), in welchem dieselbe gut gelagert wird, das Transmissionsrad, das die Bewegung nach der Arbeitsmaschine fortpflanzt, und den Zapfen am hinteren Ende.

Das Flügelrad selbst, wovon Fig. 947—948 einen Flügel zeigen, besteht aus den Windruthen *f*, den Windsprossen *k*, den Saumlatten *l* und der Bedeckung. Die Windruthen sind radial (unter einem rechten Winkel) durch den Wellenkopf hindurchgesteckte, etwa 20—24 m lange Hölzer, welche durch die Welle in zwei gleiche Arme getheilt werden, deren jeder einen Flügel trägt. Die Anzahl der Flügel ist gewöhnlich vier, seltener fünf oder sechs. Die Ruthen sind auf verschiedene Weise im Kopfe befestigt, bestehen gewöhnlich aus Tannen- oder Kiefernholz und haben eine Stärke an der Welle von ca. 0,3 m, an den Enden von 0,15 m. Die dem Gebäude am nächsten stehende Ruthe heisst die Hausruthe, die weiter vom Gebäude entfernte die Feldruthe.

Die Windsprossen oder Scheiden *k*, welche durch die Saumlatten *l* verbunden werden, sind durch die Ruthen in Abständen von 40—50 cm hindurchgesteckte, hölzerne Querarme und bilden das eigentliche Gerüst des Flügels. Je nachdem die Flügel eine rechteckige oder trapezoidale Form erhalten sollen, sind alle Sprossen gleich lang oder werden nach der Welle hin immer kürzer. Die Entfernung der innersten Sprosse von der Achse beträgt in der Regel 1,57 m; die Breite eines Flügels macht man im Mittel 2 m. Meistens stehen die Sprossen zu beiden Seiten der Ruthen vor und macht man den dem Winde zugekehrten Theil gleich $^1/_5$—$^2/_5$ der ganzen Flügelbreite.

Fig. 947—948.

Die Bedeckung besteht für den schmaleren Theil des Flügels aus zwei sogenannten Windbretern; für den breiteren Theil wendet man vier Tafeln aus dünnen Bretern oder Schindeln (Windthüren) oder eine Bedeckung von Segeltuch an. Die der Welle zunächst befindliche Thür heisst die Sturmthür, die zweite die Jungfernthür, die dritte die Mittelthür und die vierte die Unterthür. Bei starkem Winde wird es nöthig, eine oder mehrere Thüren herauszunehmen, und um mit wenig Mühe und Zeitaufwand den Effect der Flügel soviel als möglich vermindern zu können, werden die äusseren Thüren grösser gemacht als die inneren; demgemäss bedeckt bei 21 durch die Scheiden gebildeten Feldern die Unterthür 7, die Mittelthür 6, die Jungfernthür 5 und die Sturmthür 3 Felder. Die letztere wird übrigens nicht herausgenommen und daher meistens auf Scheiden und Saumlatten festgenagelt.

Die Zusammensetzung der Thüren sowie die Befestigung derselben auf der Ruthe zeigt Fig. 949 im Schnitt, Fig. 950 von vorn und Fig. 951 von hinten. Die Thür besteht aus schwachen Spletten *o* von der Länge der Thür und 7 bis 10 cm Breite, die etwas übereinander greifen und durch 4 cm breite und 1,3 cm starke Latten (Spangen) *m* verbunden werden, von denen immer zwei, *m* und m_1, die Spletten in die Mitte nehmend, aufeinander liegen und durch hölzerne Nägel miteinander verbunden sind. Zur Befestigung der Thüren stehen, wie aus der Figur zu ersehen, die hinteren Spangen m_1 etwas vor und wird jede Thür ausserdem durch zwei hölzerne Riegel *n* gegen die Ruthe befestigt.

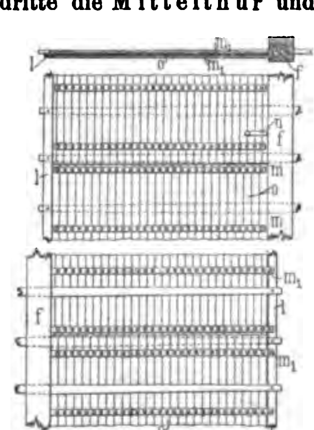


Fig. 949—951.

Die Saumlatte *l* sowie die Ruthe *f* hat auf der kurzen Seite der Sprossen einen Falz von 2 cm Tiefe, um das ebenso starke Windbret bündig mit Ruthe und Saumlatte zu legen, wie dies aus Fig. 952—956 ersichtlich. Das äussere der beiden Windbreter ist der kürzere Theil und umfasst nur 9 Scheidenfelder; dasselbe wird durch Fig. 952—954 veranschaulicht. Das Windbret erfordert weniger Auflager als die Thür und sind deshalb, um die Belastung der Ruthen zu vermindern, auf der

schmalen Seite des Flügels die Scheiden eine um die andere fortgeschnitten. Die Leisten o der Windbreter haben an den Enden auf der inneren Seite Ausschnitte, mit welchen sie hinter die Saumlatte l und die drei gegen die Ruthe genagelten Lager p greifen. Da die Scheiden eine schiefe Fläche bilden, so wird, damit das untere zum Herausnehmen eingerichtete Windbret nicht danach gebogen werden muss, die Neigung der 10. Scheide als Norm angenommen und die anderen Scheiden werden durch Knaggen bis zu derselben Ebene des Windbretes ausgefüttert, Fig. 957—958.

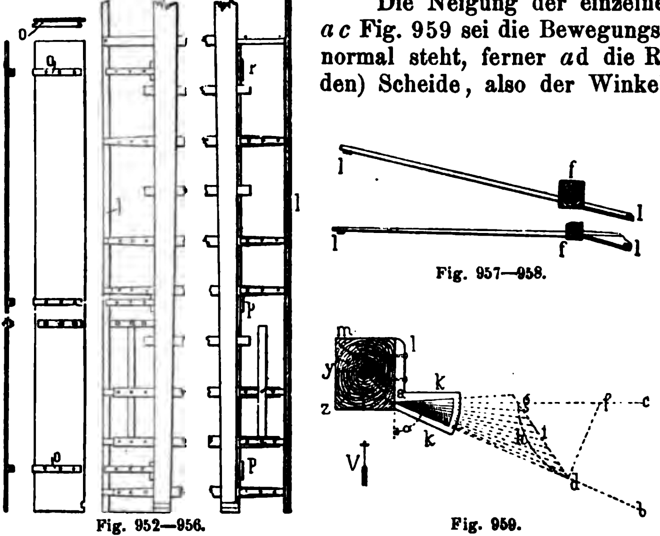


Fig. 952—956. Fig. 957—958. Fig. 959.

Die Neigung der einzelnen Sprossen wird auf folgende Weise construirt: ac Fig. 959 sei die Bewegungsebene der Ruthe, auf welcher die Windrichtung V normal steht, ferner ad die Richtung der obersten (der Welle zunächst stehenden) Scheide, also der Winkel $bac = \alpha$, welcher häufig gleich 22° gemacht wird, der Neigungswinkel derselben gegen die Ebene ac; so hat man (nach Schwahn), um die Lage der übrigen Sprossen zu erhalten, in einem beliebigen Punkte d der Geraden ab eine Normale df zu errichten, df von f nach g abzutragen und g mit d zu verbinden, sodass gid die Sehne eines Kreisbogens ghd ist, welcher von f als Mittelpunkt aus beschrieben wurde. Die Länge gd wird in soviele Theile getheilt, als der Flügel Scheiden erhalten soll, diejenigen abgezogen, welche über g hinausgetragen werden sollen (nach Schwahn immer eine), deren Neigungswinkel gegen die Windrichtung 90° überschreitet (dieselbe geht durch den Wind). Hiernach giebt Schwahn folgende Tabelle:

Flügellänge in m	Sprossen- oder Scheidenzahl	Neigung der ersten Scheide in Graden	Ruthenlänge
9,415—10,043	20—22	20—22	beträgt das Doppelte der Flügellänge
11,299—11,926	24—26	22—26	
12,554—13,182	28—30	28—29	
13,810—14,123	31—32	29—30	

Nach Kämpf kommen in Deutschland die während 1000 Tagen wehenden Winde

aus den Windrichtungen	N.	NO.	O.	SO.	S.	SW.	W.	NW.
Anzahl der Tage . . .	84	98	119	87	97	185	198	131

Wenn V die Geschwindigkeit des Windes in m (für die meisten Gegenden 6 bis 8 m pro Sec., welche Geschwindigkeit zweckmässig der Berechnung zu grunde zu legen ist) und F die Fläche eines Flügels in qm ist, so gilt für die Nutzarbeit in Pferdestärken, welche der Wind per Sec. auf einen Flügel überträgt: $N_n = \frac{F V^3}{2500}$. Die Umdrehungszahl der Flügel ist $n = 1{,}92\, V$ und die Flügelfläche, welche nöthig ist, um pro Flügel eine Nutzarbeit von N_n Pferdestärken zu erzielen: $F = \frac{2500 \,.\, N_n}{V^3}$.

Windgeschwindigkeit in m pro Sec.	3,5	4	5	6	7	8
Flügelfläche pro Pferdekraft in qm	58	39	20	11,6	7,3	4,9
Leistung in Procenten der Leistung bei 8 m Geschwindigkeit	8,4	12	24	42	67	100

Aus dieser Tabelle sieht man auch, dass sich die Leistungen der Windräder mit der Abnahme der Windgeschwindigkeit ausserordentlich rasch vermindern.

Die Entfernung zweier Windmühlen voneinander soll die 5- bis 6malige Ruthenlänge betragen; in einzelnen Ländern ist die 10- bis 12malige Ruthenlänge vorgeschrieben, wenn beide Windmühlen auf demselben Niveau stehen.

Die amerikanischen Windräder weichen, wie bereits erwähnt, insofern wesentlich von den Windmühlenflügeln ab, als bei denselben durch an ihnen angebrachte selbstregulirende Vorrichtungen eine gewisse Umdrehungszahl nicht überschritten und auch bei schwachem Winde diese normale Tourenzahl beibehalten wird, sodass ein fast gleichmässiger Betrieb der durch diese Windräder getriebenen Maschinen erzielt wird.

Das Windrad von Halladay wird durch Fig. 960—968 in seinen Details und durch Fig. 969 bis 970 in perspectivischer Ansicht in zwei von verschiedenen Windstärken bedingten Stellungen dargestellt.

A ist ein Gusstück, welches an einer vertical stehenden Holzsäule J befestigt ist und welches die Bestimmung hat, den Mechanismus des Windmotors zu tragen. Dieses Gusstück wird überdies noch durch Streben E gespreizt und trägt den auf Frictionsrollen laufenden Tisch B. Auf der einen Seite trägt dieser Tisch das auf einer Welle O sitzende eigentliche Triebrad und auf der anderen Seite den Leitflügel, durch welch letzteren die Einstellung des Windrades nach der Windrichtung vermittelt wird. Die ganze Radebene ist in sechs, aus schräg stehenden Latten zusammengesetzte Theile zerlegt, deren jeder um eine Achse xx

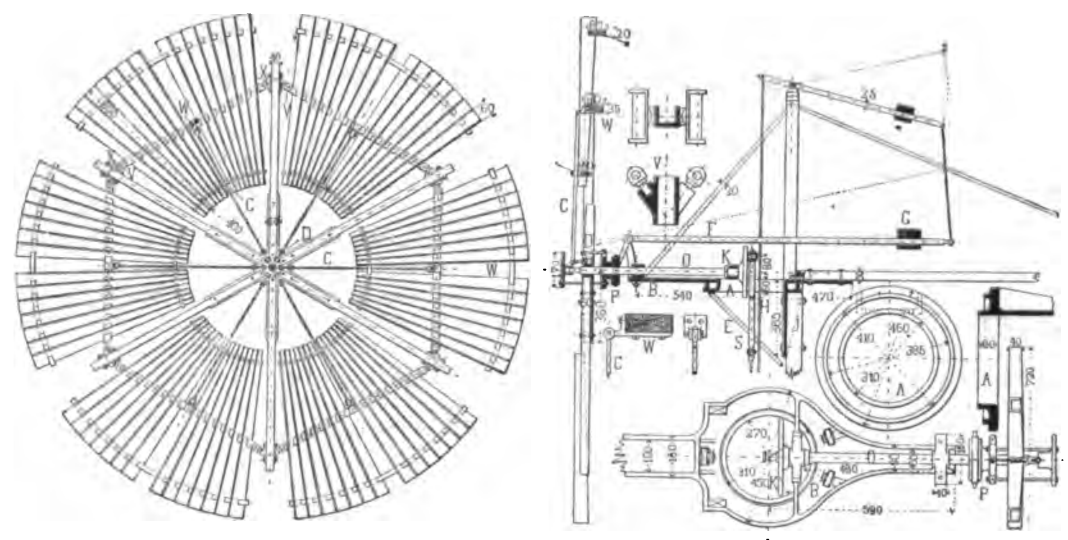


Fig. 960—968.

drehbar ist. Verbindungsstücke VV ermöglichen die Drehung der Achse XX. Letztere ist so angeordnet, dass die ausserhalb derselben liegende Windfläche um ein gewisses Stück grösser ist als die innerhalb liegende, und ist jede derselben in ihrer Mitte durch einen Winkel W mit je einer Stange C verbunden, die in der Radmitte einen Winkelhebel D erfasst, welcher mit dem auf der Welle O verschiebbaren Muff P in Verbindung steht. Mit Hilfe eines zweiten Winkelhebels F wirkt das auf einem Schenkel desselben sitzende Gewicht G auf P ein. Letzteres ist stets bestrebt, das Windrad in senkrechter Ebene zu erhalten. Sobald jedoch die Windgeschwindigkeit und somit auch der Winddruck auf die Flächeneinheit über ein bestimmtes Mass wächst, so findet infolge der grösseren Fläche ausserhalb XX ein Ueberdruck statt, der die Wirkung des Gewichtes G aufhebt und sämmtliche Latten, von der Figur aus betrachtet, rechts drehend um XX bewegt.

Nachdem das Rad sich vorher, wie in Fig. 969 gezeigt, darstellte, hat es jetzt die Gestalt der Fig. 970 angenommen. Auf solche Weise wird die Grösse der zur Windrichtung senkrecht stehenden Fläche solange verringert, bis wieder Gleichgewicht eingetreten ist zwischen dem Winddruck und dem Gewichte G. Da letzteres sich nicht verändert hat, so ist auch jetzt bei grösserem Winddruck (wegen der Verkleinerung der Windfläche) die zur Umdrehung der Welle verwendete Arbeit des Windes, somit auch die Umdrehungszahl der Welle, nahezu dieselbe geblieben. Bei Verringerung von Windgeschwindigkeit und Druck stellt das Gewicht die Flügel wieder senkrecht. Der Maximaldruck des Windes, bei welchem die Flügel in der Radebene noch liegen bleiben sollen, lässt sich durch Verschiebung des Gewichtes G auf dem Hebel F beliebig reguliren. Durch Ziehen an der bis nach unten gehenden Stange H wird das Gewicht G hoch gehoben und die Flügel erhalten eine horizontale Lage, bei welcher das Rad sich gar nicht dreht. Zur Fortleitung der Bewegung ist auf die Windradwelle O eine Kurbelscheibe K gesteckt, von deren Zapfen eine Schubstange S nach unten geht, wo dieselbe eine Pumpe oder irgendeine andere Maschine antreibt.

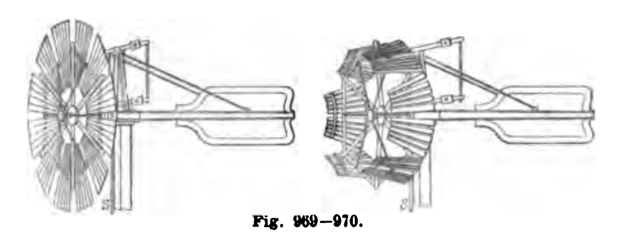


Fig. 969—970.

Dimensionen und Leistung der kleineren Halladay'schen Windräder enthält folgende Tabelle:

Raddurchmesser in Metern	2,44	3,05	3,66	4,27	4,88	5,49	6,10	6,71
Pferdekraft	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5

Das Windrad „Eclipse“, eingeführt von Clayton & Shuttleworth in Lincoln, England, unterscheidet sich von dem eben besprochenen durch seine feststehenden Windbreter, infolge deren es weniger der Gefahr des Zerbrechens durch starke Windströme ausgesetzt ist. Fig. 971—976 stellen die wichtigsten Details dieses Windrades dar. Dasselbe ist ebenso wie das Halladay'sche auf einem pyramidalen Gerüste montirt. Die schmiedeeiserne, horizontale röhrenförmige Achse *a* ist in einem langen, mit zwei Schmiervasen ausgerüsteten Lager *b* gelagert, das durch eine massive armförmige Console *c* mit dem starken cylindrischen Mittelstück ein Ganzes bildet. Der ganze Mechanismus ist auf die abgedrehte Mittelsäule *d* gesteckt und dreht sich mit dem Winde, wobei er auf einer ringförmigen Platte gleitet. Die horizontale Achse des Windrades ist am anderen Ende mit der Kurbelscheibe *f* verbunden, die in verschiedenen Abständen vom Mittelpunkte drei Kurbelzapfen trägt, um die Hubhöhe reguliren zu können. Von der Kurbelscheibe aufwärts ist die gerippte Kurbelstange *g* sichtbar, die durch den Bolzen *h* mit der Triebstange *i* gelenkartig verbunden ist. Letztere ist bei *k* durch einen Querkeil mit der Pumpenstange oder einer sonstigen den Effect fortleitenden Stange in Verbindung. Am rechten Rande des Windrades ist eine Seitenfahne *l* bemerkbar, die aus fünf schmalen und kurzen Spaletten besteht. Die, die letztere tragende Stange *m*, in Gestalt einer schmiedeeisernen Röhre, wird in horizontaler Stellung mit der Lagerconsole der Windfahne verschraubt. Dabei ist es gestattet, die Fahne mehr oder weniger über den Rand des Windrades hinauszustellen. Je mehr letzteres der Fall ist, um so eher wird ein lebhafter Wind das Windrad, welches mit der Seitenfahne starr verbunden ist und keine Abweichung derselben zulässt, nach der einen (rechten) Seite wenden. Das Steuer *x* dreht sich ganz unabhängig vom Windrade, vom Winde geleitet, in einem Doppelringe *y* um die Mittelsäule *d*. Unter gewöhnlichen Umständen, bei schwachen Winden, stehen die Stange *n* des Steuers *x* und die Welle des Windrades in einer geraden Linie. Trifft jedoch ein starker Wind das Windrad, so wirkt derselbe an der Stelle, wo die Seitenfahne vorsteht, ausgiebiger, weil letztere die Auffangsfläche vergrössert. Das Windrad weicht nun, in dieser Richtung vom Winde stärker getroffen, zurück. Das in seiner Stellung vom Windrad unabhängige Steuer muss, um in der Richtung des Sturmes zu bleiben, in der entgegengesetzten Richtung zurückweichen. In Fig. 972 wird das Steuer nach erfolgter Wendung des Windrades auf der Seite der Bildfläche stärker gedrückt und damit zurückgedrängt, sodass sich nun Windrad und Steuer nähern; die Achse des Windrades und die Stange des Steuers, die bei mässigem Winde in einer geraden Linie sich befanden, werden nun bei zunehmendem Winde einen Winkel bilden, der um so kleiner ausfällt, je heftiger der Wind einstürmt, bis endlich der Sturm Windrad und Steuer in parallele Stellung bringt.

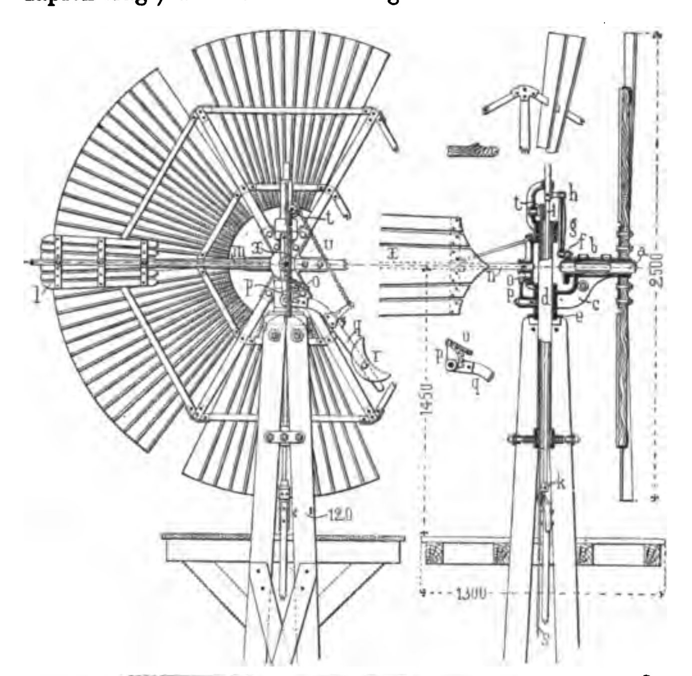


Fig. 971—976.

In dieser Stellung kann der heftigste Wind weder dem Windrade noch dem Steuer etwas anhaben, da er beide nur an der schmalen Kante trifft und diese dem Winde keinen beträchtlichen Widerstand bietet. Der starke Wind, welcher das Steuer seitwärts gegen das Windrad drängt, muss auch mittelst zweier gezahnten Bogen *o* und *p* das an einem Belastungshebel *q* befindliche halbmondförmige Gewicht *r* aufheben, indem er den abwärts geneigten zweiarmigen Hebel *q* in eine mehr oder minder waagrechte Stellung bringt. Lässt die Heftigkeit des Windes nach, so senkt sich der belastete Hebel und bringt wieder mittelst der gezahnten Bogen das Steuer in seine normale Stellung. Je mehr man das halbmondförmige Gewicht dem unteren Ende des Hebels nähert, um so eher wird das Steuer in seine normale Stellung zurückkehren und um so kräftiger muss der Wind wehen, wenn er das Steuer zurückwenden soll. Durch die Verschiebbarkeit der Seitenfahne kann man das Windrad auch bei heftigen Stürmen noch laufen lassen und eine grosse Gleichmässigkeit im Gange erzielen. Will man das Windrad aus irgendeinem Grunde zum Stillstande bringen, so zieht man unten mittelst des Drahtes *s* die über die Rolle *t* gelegte Kette *u* an, hebt den Be-

lastungshebel und bringt damit das Steuer in eine dem Windrade parallele Ebene, die mit der Windrichtung zusammenfällt, in welcher Stellung jeder Windstoss dem Rade gegenüber machtlos ist.

Das Windrad „Eclipse“ wird gewöhnlich in folgenden Grössen ausgeführt, wobei der angegebene Effect bei 8 m Windgeschwindigkeit vorhanden ist.

Raddurchmesser in Metern	2	3	4	5	6	7
Pferdekraft	0,5	1	2	3	4,5	6

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Fritz, H., Handbuch der landwirthschaftlichen Maschinen. Berlin, Wiegandt, Hempel & Parey.
Neumann, F., Die Windmühlen. Weimar, Voigt.
————, Bergmann-Kögel's pract. Mühlenbauer. Weimar, Voigt.
Rühlmann, M., Allgemeine Maschinenlehre. Bd. I. Braunschweig, Schwetschke & Sohn.
Uhland, W. H., Skizzenbuch f. d. pract. Maschinen-Constructeur. Leipzig, Baumgärtner.
————, Der practische Maschinen-Constructeur. Leipzig, Baumgärtner.
Weisbach, J., Ingenieur-Mechanik. Bd. II. Braunschweig, Vieweg & Sohn.
Wüst, Alb., Jahresbericht über die Fortschritte im landwirthschaftlichen Maschinenwesen. 1877. Berlin, Wiegandt, Hempel & Parey.

F. Dampfkessel.

Bei der Anlage von Dampfkesseln sind folgende Hauptpunkte zu berücksichtigen; 1. das Brennmaterial in seiner Beschaffenheit, 2. die Feuerungsanlage mit dem Rost, den Feuercanälen und dem Rauchfang und 3. der Kessel in seinen Dimensionen und seinem Material. Die ersten beiden Punkte sind in Bd. II des Handbuches, Abschnitt „Feuerungsanlagen“ besonders behandelt. Es gilt also hier nur die **Berechnung** und **Construction** der Dampfkessel sowie die üblichsten **Kesselsysteme** und die **Armaturen** derselben zu behandeln.

1. Die Berechnung und Construction der Dampfkessel.

Heizfläche. Die Grösse der Heizfläche richtet sich in erster Linie nach dem pro Zeiteinheit zu erzielenden Dampfquantum, ferner nach der Art und Verwendung des Brennmaterials und dem Nutzeffect der Kesselanlage. Für die gewöhnlichen Fälle der Anwendung hat man erfahrungsmässig festgestellte Mittelwerthe und berechnet: a) für normale stationäre Dampfkessel (Walzen-, Sieder-, Feuerrohrkessel) mit Coaks-, Steinkohlen-, Braunkohlen- oder Holzfeuerung die Grösse der Heizfläche F in qm, $F = 1/15$ bis $1/20$ bis $1/30$ des stündlichen Dampfverbrauchs S in kg, je nachdem der Kessel sehr geschont (erster Bruch), mässig oder stark forcirt werden soll. Diese Formel sagt, dass ein Quadratmeter Heizfläche 15 bis 20 bis 30 kg Wasser verdampft. b) Für Locomotiv-Kessel und ähnliche Systeme mit intensiver Feuerung ist im Mittel $F = 1/50\,S$ (wobei F in qm und S in kg pro Stunde). c) Für Kessel, die mit der Ueberhitze der Schweiss- oder Puddelöfen geheizt werden, $F = 1/40\,S$. d) Vorwärmer, in welchen der durch Schlangenröhren abziehende Dampf zur Erhitzung des Speisewassers benutzt wird, erhalten für diese Rohroberfläche $Q = 1/10$ bis $1/20\,F$ und einen Fassungsraum von $1/2$ bis $5/4$ des stündlichen Speisewasserverbrauchs.

Wenn die Heizfläche eines Kessels über 60 qm ausfällt, so sind stets mehrere Kessel zu nehmen und ausserdem für je 2 oder 3 Kessel ein Reservekessel.

Die pro Stunde vom Kessel verdampfte Wassermenge resp. die von der Maschine verbrauchte Dampfmenge, einschliesslich der unvermeidlichen Verluste, wird durch empirische Formeln angegeben (siehe Abschnitt „Dampfmaschinen“). Man kann auch nach dem Dampfmaschinensystem die Dampfmenge S wie folgt bestimmen.

System der Dampfmaschine	Compound oder Woolf	Corliss oder Sulzer	Gewöhnliche Expansionsmaschine	Volldruckmaschine
Dampfmenge pro effect. HP und pro Stunde in kg	8,5 bis 10	10 bis 11	18 bis 20	30
Heizfläche pro effective HP in qm	0,6	0,8	1,3	2,2

Ist statt der effectiven Pferdekraft die indicirte angegeben, so sind obige Werthe mit 0,8 zu multipliciren; man erhält dann kleinere Werthe; so ist beispielsweise bei den Compound-Maschinen die

verbrauchte Dampfmenge nur 7,5 bis 8 kg. Der Kohlenverbrauch stellt sich bei gut ausgeführten Compound-Maschinen nur auf 0,8 kg pro indicirte Pferdekraft und Stunde.

Rostfläche. Das Verhältniss der Rostfläche zur Heizfläche richtet sich nach der Art des Brennmaterials und Betriebs.

Brennmaterialien		Trockenes Holz	Torf mit 20% Wasser	Steinkohle mittl. Qualit.	Coaks mit 15% Asche	Braunkohle
Erforderliche Rostfläche pro qm Heizfläche	freie	0,015—0,02	0,02	0,01	0,012	0,015—0,02
	totale	0,045—0,06	0,06—0,08	0,03—0,05	0,036—0,04	0,045—0,06

Die grösseren Werthe werden bei stärker angestrengtem Kessel genommen. Die übrigen Dimensionen des Rostes siehe Bd. II, Seite 51.

Wandstärke und **Durchmesser** für Dampfkessel, Dampfrohre und Dampfcylinder. Für Dampfkessel werden hauptsächlich Schmiedeeisenbleche genommen und ist eine Beanspruchung derselben von 5 bis 6 kg pro qmm gestattet; Gusseisen kann mit 1,5 bis 2 kg pro qmm beansprucht und Stahlbleche können, sofern nicht specielle Festigkeitsproben vorliegen, wie Schmiedeeisen betrachtet werden. Die Wandstärke δ in mm eines Cylinders vom Durchmesser D in m bei einem inneren Ueberdruck von n Atmosphären ist für: einfache Vernietung $\delta = 1{,}67\,Dn + 2$ mm, und für doppelte Vernietung $\delta = 1{,}33\,Dn + 2$ mm. Andere Formeln der Kesselwandstärke sind $\delta = 1{,}575\,Dn + 0{,}428(8-n)$ mm, nach v. Reiche $\delta = D(2+n) + 2$ mm, nach Stühlen $\delta = Dn + 3$ mm.

Wandstärke bei **Feuerröhren** mit äusserem Druck $\delta = 1{,}8\,Dn + 4$ mm. Zur Verstärkung der Feuerrohre bei geringen Blechstärken werden Winkeleisenringe auf dieselben aufgenietet, Fig. 977, jedoch derart, dass die Wassercirculation auch zwischen Winkeleisen und Kesselwandung stattfinden kann. Die Distanz l in m dieser Ringe voneinander ergiebt sich nach angenommener Blechstärke δ mm aus der Formel: $l = \frac{0{,}1646\,\delta^2}{nD}$.

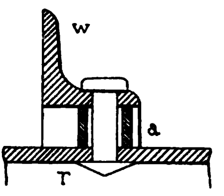


Fig. 977.

Kesselböden, die nach einem Kreisbogen vom Halbmesser r_1 gekrümmt sind, nimmt man nach Reuleaux von der Dicke $\delta_1 = 1{,}54\,n\,r_1 + 2{,}6$ mm, worin r_1 den Halbmesser in m (= ca. 2 m), n wieder den Ueberdruck bezeichnet. Ebene Kesselböden: $\delta_1 = \delta + 0{,}8\,nD$ bei einfacher und $\delta_1 = \delta + nD$ bei doppelter Nietung der Langnaht.

Tabellen über die Wandstärken und Durchmesser für Dampfrohre, Dampfkessel und Dampfcylinder.

a) Gusstählerne Dampfkessel und -Rohre mit innerem Druck.

Wandstärke in mm	Dampf-Ueberdruck in Atmosphären: 1	1½	2	2½	3	3½	4	4½	5	6	7	8	9	10
	Grösster zulässiger Durchmesser in cm:													
4	271	179	135	106	89	77	67	59	53	45	38	33	30	27
5	—	254	190	150	126	109	95	84	75	63	54	47	42	38
6	—	329	245	195	162	140	122	108	97	82	70	61	54	49
7	—	—	300	239	199	172	150	133	119	100	85	74	66	60
8	—	—	—	283	235	204	177	158	142	118	101	88	79	71
9	—	—	—	—	272	235	205	182	164	136	117	102	91	81
10	—	—	—	—	—	267	232	207	186	155	133	116	103	92
11	—	—	—	—	—	—	260	231	218	173	148	129	115	103
12	—	—	—	—	—	—	—	256	230	191	164	143	127	114

b) Schmiedeeiserne Dampfkessel und -Rohre mit innerem Druck.

Wandstärke in mm	1	1½	2	2½	3	3½	4	4½	5	6	7	8	9	10
4	160	103	79	63	53	45	39	35	31	26	22	20	18	16
5	244	159	121	96	80	69	60	53	48	40	34	30	27	24
6	330	215	162	129	107	93	81	72	64	54	46	41	36	32
7	—	272	204	163	135	116	101	90	81	68	58	51	45	40
8	—	—	245	196	162	140	122	109	98	82	70	61	54	49
9	—	—	286	230	190	164	143	127	114	95	81	71	63	57
10	—	—	—	263	217	188	164	145	131	109	93	82	72	65
11	—	—	—	—	244	211	184	164	147	123	105	92	81	73
12	—	—	—	—	272	235	205	182	164	137	117	102	90	81
13	—	—	—	—	—	259	226	200	181	151	129	112	99	89
14	—	—	—	—	—	—	247	219	197	165	141	123	108	97
15	—	—	—	—	—	—	267	237	214	179	153	133	117	105
16	—	—	—	—	—	—	—	256	231	193	165	143	126	114

c) Kupferne Dampfleitungsrohre mit innerem Druck.

Wandstärke in mm	Dampf-Ueberdruck in Atmosphären: 1	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	6	7	8	9	10
	Grösster zulässiger Durchmesser in cm:													
2	27	18	14	12	9	8	7	6	6	5	4	4	3	3
3	—	62	48	38	32	27	23	21	19	16	14	12	10	9
4	—	—	—	—	—	—	40	36	32	27	25	20	17	16
5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	35	28	25	22
6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	36	32	29

d) Gusseiserne Dampfcylinder und -Rohre mit innerem Druck.

Wandstärke in mm	1	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	6	7	8	9	10
10	25	17	13	10	8	7	6	5	5	4	4	3	3	2
15	125	73	62	49	41	35	31	27	25	20	17	15	14	12
20	225	149	112	89	74	63	55	49	44	36	31	27	24	21
25	325	216	161	128	107	91	80	70	64	53	44	39	35	31
30	—	282	211	168	140	119	104	92	83	69	58	51	46	40
35	—	—	260	207	173	148	129	114	103	85	72	63	56	50
40	—	—	—	247	206	176	154	136	122	101	86	75	67	59
45	—	—	—	286	239	204	178	158	142	117	100	87	77	69
50	—	—	—	—	272	232	203	180	161	133	114	99	88	78
55	—	—	—	—	—	260	227	201	181	150	127	111	99	88
60	—	—	—	—	—	288	252	223	200	166	141	123	109	97
65	—	—	—	—	—	—	277	245	220	182	155	135	120	107

e) Messingene Feuerrohre mit äusserem Druck.

Wandstärke in mm	1	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	6	7	8	9	10
2	2	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	12	10	9	9	8	8	7	7	7	7	6	6	5	5
4	22	19	17	16	15	14	13	13	13	12	11	11	10	10
5	—	28	26	23	22	21	20	19	19	18	17	16	15	15

f) Schmiedeeiserne Feuerrohre mit äusserem Druck.

Wandstärke in mm	1	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	6	7	8	9	10
6	70	61	56	52	48	46	44	42	41	39	37	35	34	32
7	85	74	68	63	59	56	53	51	50	47	45	42	41	39
8	100	87	80	74	70	66	63	60	58	55	53	50	48	46
9	115	101	91	85	81	76	72	69	67	64	60	57	55	53
10	130	114	103	96	93	85	82	78	76	72	68	65	62	60
11	—	127	115	107	104	95	91	87	84	80	76	72	69	67
12	—	—	127	118	115	105	101	97	93	88	84	80	77	74
13	—	—	—	129	126	115	110	106	102	96	92	87	84	81
14	—	—	—	—	—	125	120	115	111	105	99	95	91	88
15	—	—	—	—	—	—	129	124	119	113	107	102	98	95
16	—	—	—	—	—	—	—	133	128	121	115	110	105	102

Nach den Versuchen von Fairbairn ist die Widerstandsfähigkeit von Röhren mit äusserem Druck von der Länge der Röhren abhängig und wird bei grösserer Länge vermindert. Es ist daher rathsam, lange Feuerröhren durch umgelegte Ringe zu versteifen.

Zur Vergleichung diene die Fairbairn'sche Formel: für englische Masse $\delta = \sqrt{\frac{pLd}{161200}} = 0{,}0025\sqrt{pLd}$, für Metermasse $\delta = 0{,}27\sqrt{pLd}$, für preussische Masse $\delta = 0{,}0026\sqrt{pLd}$, worin: δ die erforderliche Wandstärke in mm (resp. Zollen), p den Dampfdruck in kg pro □cm (resp. Pfunden pro □Zoll), d den Durchmesser des Feuerrohres in cm (resp. Zollen), L die Länge desselben (zwischen den Versteifungsringen) in m bezeichnet.

Construction der Kessel. Die zur Verbindung der Kesselbleche dienenden **Nieten** haben folgende Verhältnisse (siehe auch Bd. I, Seite 1 und folgende): Durchmesser des Nietbolzens $d = 2\delta$ oder $d = 1{,}5\,\delta + 4$ mm, Abstand der Nieten voneinander $e = 5\delta$ oder $e = 2d + 10$ mm, Abstand der Nieten vom Blechrand $a = 3\delta$ oder $a = 1{,}5\,d$. Für doppelte Vernietung bleiben d und e unverändert; es wird nur $a = 2\delta$ und der Abstand der beiden Nietnähte $c = 2{,}5\,\delta$. Das Güteverhältniss der Verbindung in der Nietnaht zur Festigkeit des vollen Bleches ist für: einfache Vernietung = ca. 60% und für doppelte Vernietung = ca. 75%. Bei stabilen Dampfkesseln sind doppelte Vernietungen nur in der Richtung der Längenaxe des

Kessels erforderlich, während die Verbindung der einzelnen Schüsse untereinander stets durch eine Nietnaht genügend fest wird. Die zu verbindenden Schüsse sind entweder alle cylindrisch, jedoch abwechselnd um die doppelte Blechstärke enger oder weiter, oder sie werden vortheilhafter alle gleichmässig konisch hergestellt und so ineinander gesteckt, dass das dünne Ende gegen den Zug der Heizgase gerichtet ist, wodurch der Verstemmungsrand vor dem directen Anprall der Heizgase geschützt wird. Der erste Schuss wird gewöhnlich aus stärkeren oder besseren Blechtafeln hergestellt und soll womöglich noch 200 bis 300 mm über die Feuerbrücke hinausreichen. Ist dies nicht möglich, so soll die erste Quernaht um ebensoviel vor der Feuerbrücke angebracht werden.

Die Kesselböden werden gewöhnlich aus einem Stück hergestellt und mit dem cylindrischen Kessel entweder durch geschweisste Winkeleisenringe von einer mittleren Schenkelstärke gleich der Blechstärke δ, oder besser, wie die Fig. 978—979 erkennen lassen, durch einen umgebördelten Rand verbunden. Für Heizflächen ist 13 mm (1/2 Zoll) die äusserste Grenze der practisch verwendbaren Blechstärke. Die teleskopische Anordnung der Schüsse ist besonders für Röhrenkessel und solche mit Feuerkasten, Locomotivsystem, beliebt, jedoch auch für andere Flammrohrkessel empfehlenswerth. Man kann bei dieser Anordnung mit nur sehr geringer Neigung nach vorn den Kessel am besten austrocknen, was bei abwechselnd grossen und kleinen cylindrischen Ringen nicht möglich ist. Auch die Beseitigung von Kesselstein mit Kratzen und Besen, wenn das Mannloch vorn liegt, ist wesentlich erleichtert. Die Längsnähte sind in horizontalen Kesseln so anzuordnen, dass kein innerer, nach oben gerichteter Vorsprung gebildet wird, weil sich dadurch leicht Rost und Lecke in der Nietnaht einstellen. In Flammröhren sind die Längsnähte stets unter den Rost zu verlegen, weil das Feuer einen weit mehr zerstörenden Einfluss auf doppelte Blechstärken hat als auf einfache.

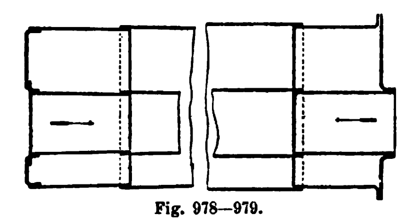


Fig. 978—979.

Verankerungen. Ebene Kesselwände werden durch Stehbolzen verankert; der Durchmesser der letzteren wird zwischen 22 und 28 mm genommen und ihre Entfernung voneinander 150 bis 100 mm. Letztere Entfernung ist bei den kupfernen Feuerbüchsen der Locomotiven üblich. Zur Versteifung der oberen Wand solcher Feuerbüchsen wendet man Deckbarren an oder vortheilhafter einfache Stehbolzen, die an beiden Enden mit vorgeschraubten Muttern nebst Unterlegscheiben befestigt werden. Die Enden der Stehbolzen werden verstärkt, um Gewinde darauf zu schneiden, sodass der innere Schraubendurchmesser noch etwas grösser ist als der nicht geschnittene Theil des Bolzens; solcher Gestalt halten diese Bolzen die durch die ungleiche Ausdehnung der inneren und äusseren Feuerkiste verursachte Biegung leichter aus, auch widerstehen dieselben besser dem Roste.

Längere Rundeisenanker befestigt man oft in ähnlicher Weise wie Stehbolzen, entweder durch Einschrauben und Umnieten oder durch Unterlegscheiben und Muttern, oder endlich mit Hülfe von Bolzen oder Keilen an Winkel von T-förmigen Eisenrippen, die an die Blechplatte genietet und dadurch auch die Wirkung des Ankers auf eine grössere Fläche vertheilen. Das Ende des Ankers bildet eine Gabel, welche die T-förmige Rippe erfasst, oder zwei parallele Winkeleisen nehmen das Ende des Ankers zwischen sich auf. Die Endplatten eines Kessels nur durch aufgenietete Winkel und T-Eisen zu versteifen, ist nicht rathsam; vielmehr sind die Endplatten mit dem Mantel durch Blech- und Winkeleisenanker zu verbinden, so zwar, dass Winkeleisen beiderseitig angeordnet werden. Diese Blechanker sind radial anzuordnen. Sind in einer Rohrwand eine grosse Anzahl enger Heizröhren befestigt, so verlängert man einige der Rohre über die Rohrwand hinaus und schraubt eine Mutter vor, oder man lässt einige Rohre fort und wendet von Rohrwand zu Rohrwand gehende Ankerbolzen an, die mit Unterlegscheiben versehen sind und aussen und innen verschraubt werden.

Heizröhren. Die Heizröhren, welche einen Durchmesser von 50 bis 100 mm erhalten, werden am zweckmässigsten nach Dudgeon's Methode eingezogen. Den Apparat dazu lassen Fig. 980—981 erkennen. Die sich frei drehenden Rollen a pressen durch den nach und nach weiter hineingetriebenen und mittels Handhabe gedrehten Dorn b das Rohr in die Rohrwand fest. Darauf werden die Rohre noch umgenietet. Die Festigkeit der Verbindung wird noch durch eingesetzte schmiedeeiserne Rohrringe (Fig. 982) vergrössert.

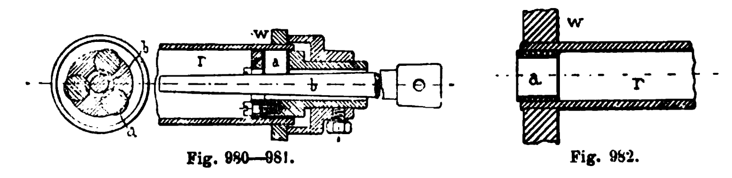


Fig. 980—981. Fig. 982.

Einmauerung. Gewöhnlich bleiben 40 bis 50 cm von dem oberen Kesselmantel frei von Mauerung, theils damit die Flanschen der Armaturen besser erreicht werden können, theils zur Ersparung von Mauerwerk. Man deckt jedoch die Kesselmäntel mit Steinkohlenasche, Strohlehm ab, oder man bringt eine gewölbte Steindecke im Abstande von 80 mm darüber an, sodass eine Luftschicht als schlechter Wärmeleiter

zwischen Kessel und Ueberwölbung bleibt. Eine besondere Verankerung und Einfassung der Kesseleinmauerung mit Gussplatten ist in allen Fällen empfehlenswerth.

Man achte darauf, das Mauerwerk so wenig als möglich mit der Kesselwandung in directe Berührung zu bringen und setze das in directer Berührung befindliche stets in Thon oder Lehm, nie aber in Kalk. Ueber die Dimensionen der Feuerzüge siehe Band II, Seite 57. Es mag nur noch einiges hinzugefügt werden. Bei einem cylindrischen Kessel kommen gewöhnlich ein unterer und zwei seitliche Feuerzüge vor, die obere Kante der letzteren soll immer 100 mm unter dem niedrigsten Wasserstand bleiben. Man soll die Seitenzüge nicht wölben, weil dabei die Schlusssteine oben an die Kesselwandung gelehnt und eingetrieben werden. Es entstehen dann Fugen, die Spannung im Gewölbe wird aufgehoben und ein theilweises Einstürzen desselben ist leicht möglich; daher ist die obere Decke des Feuerzuges treppenförmig, mit vorspringenden Steinschichten herzustellen.

Weil die äussere Verrostung des Kessels besonders durch eine zu grosse Berührung mit dem Mauerwerk eintritt, da dasselbe etwaiges Wasser in sich aufnimmt und auch der Untersuchung völlig entzieht, so macht man die Auflagefläche von Seitenlager wie von Mittelwänden 80 bis 100 mm breit für Kessel gewöhnlicher Dimensionen. Für sehr grosse Kessel giebt man etwa $^1/_{20}$ bis $^1/_{15}$ des Durchmessers auf jeder Seite. Da sich in der Mittelwand sehr leicht Wasser ansammelt, so wendet man für Kessel von 1,2 m Durchmesser und darüber Mittelwände niemals an, sondern setzt dieselben auf zwei Seitenwände. Die Seitenzüge mache man an der engsten Stelle 100 mm weit und unten nicht unter 300 mm, da sonst das Befahren unmöglich wird. Der Kessel darf nie auf einer Längsnaht aufliegen. Das vordere Ende des Kessels lässt man aus dem Mauerwerk hervorsehen, sodass jede Undichtheit der Verbindungen ersichtlich wird.

Dampf- und Wasserraum. Der Dampfraum soll ungefähr das 30fache an Inhalt des Dampfcylinders betragen. Kleinere Dampfräume arbeiten ungleich und geben Anlass zum Mitreissen von Wasser, woraus Mehrkosten an Brennmaterial erwachsen. Die Menge des erzeugten Dampfes ist unabhängig von der Menge des im Dampfkessel befindlichen Wassers, solange die verdampfte Wassermenge stetig ersetzt wird. Jeder Dampfkessel muss einen hinreichenden Wasservorrath haben, um bei unterbrochener Speisung noch eine Zeit lang Dampf liefern zu können, ohne dass der Wasserstand zu tief sinkt. Ebenso darf beim Einrücken oder Abstellen der Speisung die Höhe des Wasserstandes sowie die Temperatur des Wassers nicht zu starken Schwankungen ausgesetzt sein. Je grösser der Wasserraum ist, desto langsamer geht bei Beginn des Betriebes die Dampfbildung vor sich und um so allmählicher nimmt bei Unterbrechung der Feuerung die Temperatur durch Abkühlung ab. Das Kesselwasser ist also gewissermassen ein Wärmereservoir. Daher gestalten sich auch die Explosionen bei Kesseln mit grosser Wassermasse um so gefährlicher.

Kesselstein. Die zur Verdampfung verwendeten verschiedenen Speisewasser erfordern ebensoviele verschiedene Mittel, um die Bestandtheile, welche das betreffende Kesselwasser gelöst enthält, zu hindern, sich an den Kesselwänden anzubrennen. Am besten ist, durch chemische Mittel (keine Universalmittel) die Bestandtheile, ehe man das Wasser in den Kessel bringt, niederzuschlagen, denselben also mit reinem Wasser zu speisen. Sehr häufig wird diese Operation jedoch in dem Kessel vorgenommen. Hauptsächlich kommen Chlorbarium und einfach kohlensaures Natron (Soda) in Betracht, sowie Kalkmilch, wenn das Kesselwasser ganz frei von Gips ist. Oft schützen schon mechanische Hindernisse, wie Glasscherben, deren unaufhörliche Bewegung das Festsetzen des Niederschlages hindert. Auch reichen manchmal Eichenholzspäne, Kartoffeln etc. hin, den Kesselansatz wenigstens zu vermindern.

Das **Gewicht des Dampfkessels** erhält man, wenn man dasselbe aus den reinen Dimensionen des Kessels ermittelt und für Nieten, Ueberblattungen, Winkeleisen und Laschen 20 bis 25% hinzurechnet. Tragpratzen und Stutzen sind extra zu berechnen.

2. Die gebräuchlichsten Kesselsysteme.

Der einfache cylindrische Walzenkessel ist für kleinere Anlagen bis ca. 25 qm Heizfläche mit continuirlichem Betrieb und zur Kesselsteinbildung geneigtem Wasser geeignet. Die Feuerung findet auf einem Plan- oder Treppenrost unterhalb des Kessels statt und ziehen die Heizgase in einem Zuge unter dem Kessel hin zum Fuchs und Schornstein. Der Kessel liegt auf dem Mauerwerk mittelst gusseiserner, an seinem oberen Theile in Distanzen von 2 bis 3 m aufgenieteter Pratzen und erhält nach hinten, wo die Speisung erfolgt und der Ablasshahn angebracht ist, einen Fall von $^1/_{60}$ bis $^1/_{100}$. Das Verhältniss des Dampfraumes zum Wasserraum betrage 2 : 3. Die erreichbare Heizfläche ist im Verhältniss zum Gewicht und Raumerforderniss des Kessels klein. Man erhält den Durchmesser zwischen 0,9 bis 1,5 m und macht die Länge möglichst gross im Verhältniss zum Durchmesser.

Siederkessel (Bouilleur) mit einem oder zwei Siedern, letztere auch Vorwärmer genannt. Die Feuerung hat stets unter dem oben liegenden Hauptkessel stattzufinden, für den alles von dem einfachen Cylinderkessel Gesagte gilt. Nur die Speisung erfolgt nicht hier, sondern an dem Ende des letzten Sieders, wo die Heizgase den Kessel verlassen. Damit alle Dampfblasen durch die Stutzen aus den Siedern in den

Hauptkessel gelangen, ist das höchst gelegene Ende des letzten Sieders mit dem niedrigst gelegenen Ende des ersten Sieders durch einen Stutzen verbunden und ebenso dieser erste Sieder mit dem Hauptkessel. Die Heizfläche der Sieder ist, weil dieselben am oberen Theil gewöhnlich mit Russ bedeckt sind, nur zu $^{2}/_{3}$ des ganzen Heizumfanges zu rechnen. Das Princip des Gegenstromes ist hier consequent durchführbar, indem die allmählich sich abkühlenden Gase mit stets kälterem Wasser in Berührung kommen und es gestattet daher dieses System die allergrösste Ausnutzung der Wärme. Die Heizfläche ist dagegen minder wirksam und ist bei der Berechnung nicht unter die gegebenen Mittelwerthe herabzugehen. Durchmesser der Sieder zwischen 0,6 bis 1 m; die Länge derselben wird dadurch begrenzt, dass die ganze Länge der Heizzüge 30 m nicht übersteigen soll. Die Verbindungsstutzen seien mindestens 300 mm weit. Dieses Kesselsystem ist für grössere Anlagen mit continuirlichem, wenn auch unregelmässigem Dampferforderniss höchst vortheilhaft; ein rasches Anheizen und Erzielen von Dampf ist aber gerade deshalb unmöglich, weshalb das System für Tag- und Nachtarbeit am meisten geeignet, auch bei Kesselstein absetzendem Wasser verwendbar.

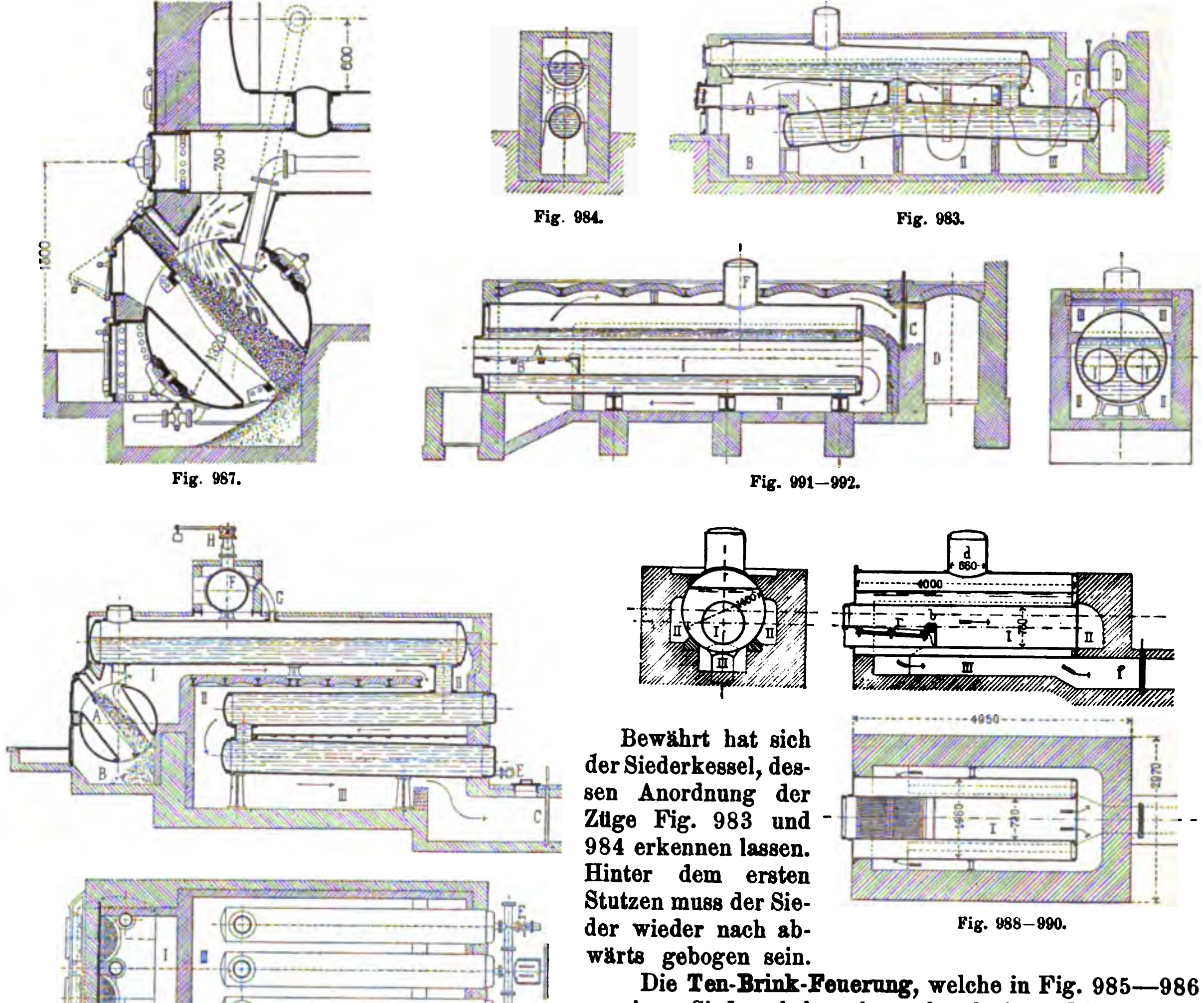


Fig. 984. Fig. 983. Fig. 987. Fig. 991—992. Fig. 988—990. Fig. 985—986.

Bewährt hat sich der Siederkessel, dessen Anordnung der Züge Fig. 983 und 984 erkennen lassen. Hinter dem ersten Stutzen muss der Sieder wieder nach abwärts gebogen sein.

Die **Ten-Brink-Feuerung**, welche in Fig. 985—986 an einem Siederrohrkessel angebracht ist und in Fig. 987 im grösseren Masstabe gezeichnet ist, besteht aus einem Cylinder rechtwinkelig zur Längenaxe des Kessels, in welchem zwei schiefe, schwach konische Feuerrohre eingebaut sind. Jedes derselben enthält einen um 45° geneigten Rost. Das Brennmaterial rutscht allmählich auf dem Rost herab und die Rückstände, Asche etc., schliessen die untere Oeffnung des Feuerraumes ab. Das Feuer brennt nach oben und mischt sich mit den aus den frischen Kohlen sich entwickelnden Gasen, während zugleich an dieser Stelle durch eine regulirbare Spalte Luft eintritt. Von diesem Querkessel führt je ein Stutzen in die drei darüber liegenden Hauptkessel. Der Dampf sammelt sich in einem quer über letzterem liegenden Dampfsammler, in welchen er durch Röhren tangential eintritt und in rotirender Be-

wegung sein Wasser an den Wänden absetzt. Nach Versuchen der Maschinenfabrik Gebr. Decker & Co., Cannstatt, verdampfen solche Kessel mit 1 kg Kohle 9 kg Wasser.

Flammrohrkessel. Fig. 988—990 zeigen einen Cornwall- mit einem und Fig. 991—992 einen Lancashire- oder Fairbairn-Kessel mit zwei Flammrohren. Die Feuerung findet meistens innerhalb der Flammrohre statt. Die Heizgase ziehen bei dem Cornwallkessel durch das Flammrohr, dann zu beiden Seiten des Mantels entlang und endlich durch den unteren Zug zum Fuchs. Die Auflagerung des Kessels auf die beiden Seitenwände soll stets in der in Fig. 988 ersichtlichen Weise geschehen, und zwar auf Chamotteblöcken, damit sich auf diesen Seitenlagern keine Feuchtigkeit ansammele. Alle diese Uebelstände sind bei der Einmauerung des in Fig. 991—992 gezeichneten Lancashire-Kessels umgangen. Im zweiten Zuge umspülen die Gase die ganze untere Wandung und im dritten die obere. Die Flammrohrkessel haben dem Siederkessel gegenüber die grösste Heizfläche bei geringstem Raumerforderniss, stellen sich jedoch bei gleicher Heizfläche und Dampfspannung bis zu 40% schwerer. Die gesammte Heizfläche beträgt gewöhnlich 30 bis 60 qm, der Durchmesser des Kessels 1,5 bis 2,2 m, der Durchmesser der Flammrohre 0,5 bis 0,8 m; bis 1 m bei einem Flammrohr. Die kleinste Distanz zwischen Aussenkessel und Flammrohr sei wenigstens 130 bis 150 mm, die grösste Distanz mindestens 600 mm, die kleinste zwischen den Flammrohren mindestens 360 mm. Besonders ist bei der Construction auf die Möglichkeit der Vernietung und Reinigung Rücksicht zu nehmen. Die Heizfläche der Flammrohrkessel ist sehr wirksam, trotzdem findet man bei ausgeführten Cornwallkesseln, dass 1 qm nur 5 kg Wasser verdampft. Diese Kessel eignen sich für intermittirenden Betrieb, weil eine rasche Dampferzeugung des geringen Wasserquantums im Verhältniss zur Heizfläche zu erzielen ist. Endlich sind bei dem nothwendig grossen Durchmesser des äusseren Kessels Spannungen über 4 bis 5 Atmosphären Ueberdruck wegen der practisch nicht erreichbaren Blechstärke unmöglich und ist durch Eindrücken der zu schwach construirten Flammrohre Anlass zum Explodiren gegeben.

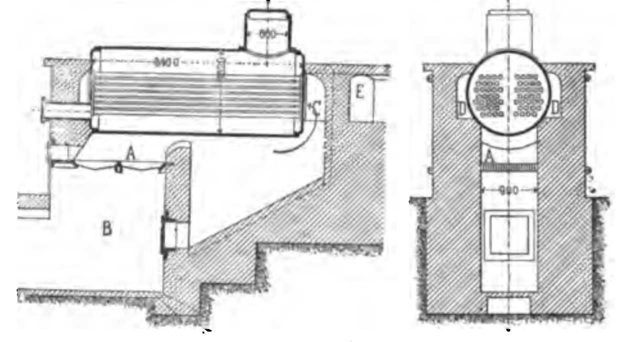


Fig. 993—994.

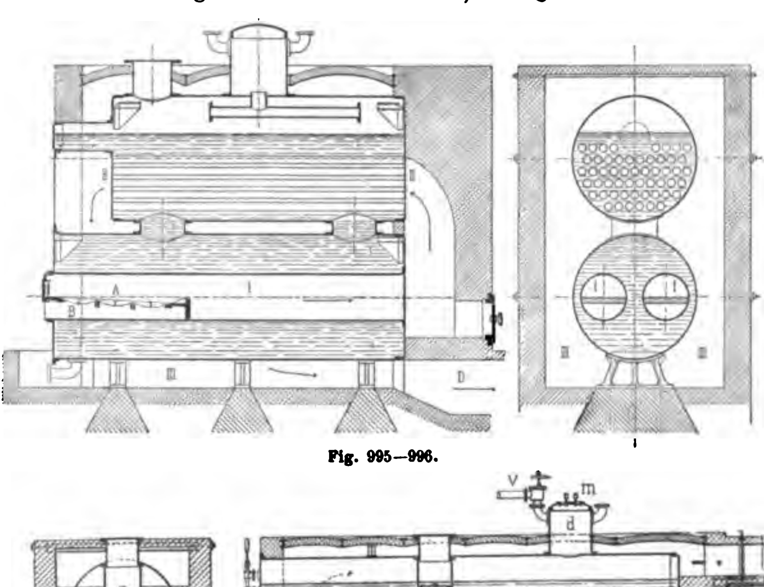
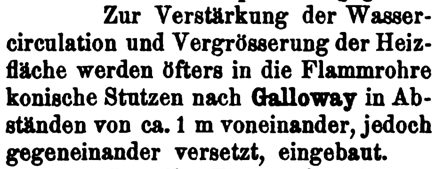


Fig. 995—996.

Zur Verstärkung der Wassercirculation und Vergrösserung der Heizfläche werden öfters in die Flammrohre konische Stutzen nach **Galloway** in Abständen von ca. 1 m voneinander, jedoch gegeneinander versetzt, eingebaut.



Gewellte Flammrohre, System **Fox**, bieten infolge grösserer Steifheit eine grössere Sicherheit gegen äusseren Druck als glatte Flammrohre und sind auch wegen ihrer grösseren Heizfläche und Ausdehnungsfähigkeit zu empfehlen.

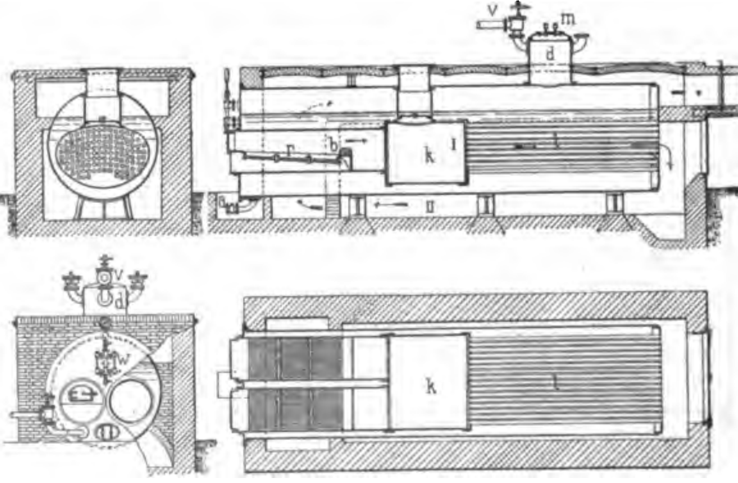


Fig. 997—1000.

Feuerröhrenkessel (Fig. 993 bis 994) empfehlen sich für Anlagen, wo rasche Dampferzeugung verlangt wird und Mangel an Raum ist. Die Feuerung *A* liegt unter dem Kessel; es ziehen die Gase unter demselben entlang, gehen darauf bei *C* durch die engen Röhren nach vorn, theilen sich, bestreichen noch zu

beiden Seiten *D* den Kessel und gelangen schliesslich in den Fuchs *E*. Die Feuerröhren werden in zwei Bündeln angeordnet, sodass in der Mitte des Kessels ein Raum zum Befahren bleibt. Die Kesselanordnung von H. Pauksch hat sich bewährt.

Combinationen von Flammrohr und Feuerröhrenkessel findet man vielfach, wo der Raum beschränkt ist. Fig. 995—996 ist eine Ausführung von J. Piedboeuf in Aachen. Unten befindet sich ein kurzer Lancashire-Kessel und oben durch zwei Stutzen verbunden der Feuerröhrenkessel. Der ganze Kessel ist kaum mit dem Mauerwerk in Berührung. Von derselben Firma wird der in Fig. 997—1000 ersichtliche Kessel vielfach ausgeführt. Vorn sind zwei Flammrohre angebracht, die in einer ovalen Verbrennungskammer münden, an welche sich die Feuerröhren anschliessen.

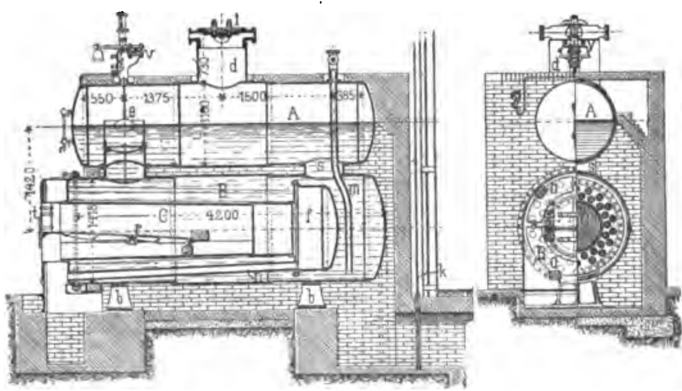


Fig. 1001—1002.

Röhrenkessel mit ausziehbarer Feuerbüchse. Dieser in Fig. 1001—1002 abgebildete Kessel ist von der Société centrale in Pantin bei Paris gebaut. In dem unteren Rohre befindet sich die ausziehbare Feuerbüchse, an welche sich hinten eine Rauchkammer anschliesst, welche die Feuergase zwingt, durch die rings um die Feuerbüchse angeordneten Röhren hindurchzuziehen. Die betreffenden Verbindungen sind deshalb mittelst Winkeleisen und Schraubenbolzen hergestellt. Vorn am Kessel ist eine zweite schmiedeeiserne Rauchkammer vorgebaut, durch welche die aus den Röhren kommenden Gase nach unten geleitet werden, um von hier aus den unteren Kessel vollständig, sowie den wasserberührten Theil des oberen Kessels zu umspülen. Beide Kesselrohre stehen also fast frei in dem Mauerwerk und werden von zwei gusseisernen Böcken getragen.

Locomobilkessel. Alle Locomobil-, Locomotiv- und Feuerröhrenkessel haben die Feuerung in einer innenliegenden runden oder viereckigen Feuerbüchse, von welcher aus die Heizgase durch eine grosse Anzahl geschweisster, schmiedeeiserner oder aus Messing gezogener Röhren in eine hintere Rauchkammer gelangen, an welche sich sofort der Rauchfang anschliesst. Zur Erzielung des nöthigen Zuges sind wegen der Widerstände in den Röhren und der gewöhnlich sehr kleinen Rostfläche mechanische Zugvorrichtungen (Blasrohr) erforderlich. Diese Kessel geben die wirksamste und grösste Heizfläche bis zu 200 qm und die grösste Verdampffähigkeit pro Quadratmeter Heizfläche. Eine ökonomische Verwendung des Brennstoffes kann aber hierbei nicht erreicht werden. Die Herstellung ist schwierig; eine gute Wartung, sehr reines Speisewasser und aschfreies Brennmaterial sind erforderlich. Zwei Typen mit runder Feuerbüchse sind in Fig. 1003 bis 1004 und 1005—1006 veranschaulicht.

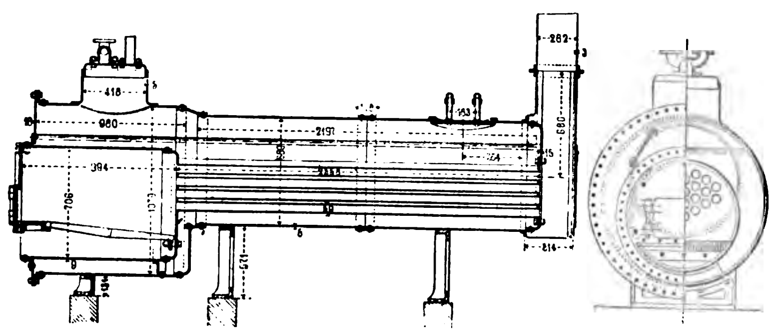
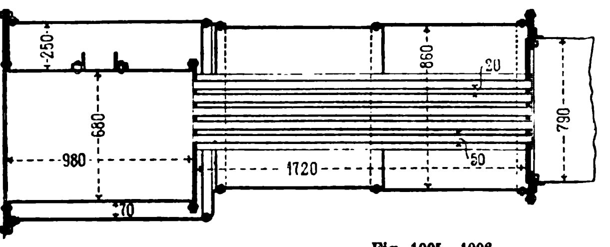


Fig. 1003—1004.



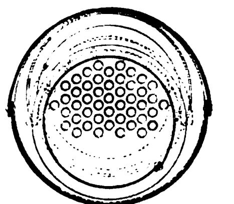


Fig. 1005—1006.

Wasserröhrenkessel. Diese Systeme suchen die Vortheile der Röhrenkessel, speciell auch die mit ihnen erreichbaren hohen Dampfspannungen bis zu 10 und 12 Atmosphären mit einer leichteren Instandhaltung und grosser Sicherheit gegen Explosionsgefahr zu verbinden. Sie zeichnen sich durch ihre schnelle Dampfentwicklung aus, jedoch ist der Dampfraum klein im Verhältniss zum Wasserraum, daher nasser Dampf oder zur Vermeidung desselben eine besondere Vorrichtung zum Ueberhitzen des Dampfes nöthig.

Der **Belleville-Kessel**, welcher in Fig. 1007—1008 in seiner neuesten Ausführung dargestellt ist, besteht aus einer Anzahl nebeneinander liegender Schlangenröhren. Jedes Schlangenrohr wird von einer Anzahl Röhren von 125 mm Durchmesser gebildet, deren Enden in gusseisernen Kappen verschraubt sind, so zwar, dass durch jede Kappe nur die Enden zweier nebeneinander liegenden Röhren verbunden sind. Das Wasser tritt durch ein gemeinschaftliches Rohr in alle Schlangenrohre von unten ein, durchläuft je eine Schlange, d. h. je zwei nebeneinander liegende Schichten, und gelangt als nasser Dampf oben in einen Sammler. Hier findet schon eine theilweise Wasserabscheidung statt, indem der Dampf in diesem Sammler eine Kreisbahn beschreibt, was durch eine C-förmige Blecheinlage veranlasst wird. Eine vollständige Trocknung des Dampfes wird später in dem 2,1 m langen Röhrensystem, aus 12 Röhren bestehend, bewirkt, welches im oberen Zug der Heizgase liegt. Besondere Sorgfalt ist auf die Speisevorrichtung dieses Kessels verwendet. Da das Rohr, durch welches das Speisewasser ebenfalls in den oberen Blechcylinder eintritt, mit Bohrungen versehen ist, wird das Wasser fein vertheilt und schnell erwärmt, wobei sich auch das vom Dampfe abgeschiedene Wasser hinzugesellt. Auf diese Weise schlagen sich die Kalksalze staubförmig in der Blecheinlage nieder und gelangen mit dem Wasser durch eine verticale Fallröhre in den Schlammsack. Am Boden des letzteren befindet sich ein Hahn zum zeitweiligen Ablassen, während der obere Theil des Schlammsackes mit dem Speisevertheilungsrohr für die Wasserröhren in Verbindung steht. Ein solcher Kessel hat eine Heizfläche von 115,9 qm und 4 qm Rostfläche.

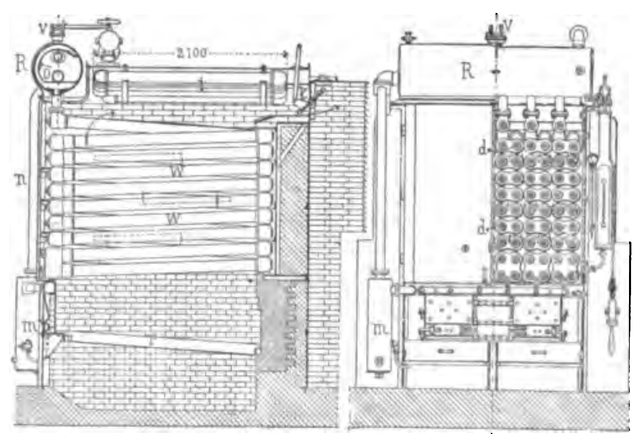


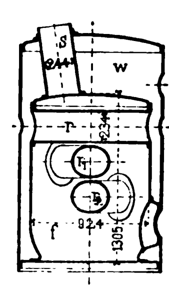
Fig. 1007—1008.

Der **Root-Kessel** besteht auch aus einzelnen engen Röhren, deren Verbindung vom vorhergehenden darin abweicht, dass die Kappen zwei übereinander liegende Röhren verbinden.

Stehende Kessel. Hierzu lassen sich zum Zweck der Raumersparniss sowohl die einfachen Cylinderkessel als auch die Flammrohr- und besonders die Röhrenkessel modificiren. Gewöhnlich bestehen dieselben aus zwei ineinander geschobenen Cylindern, von denen der innere die Feuerbüchse bildet. Letztere ist entweder quer durchsetzt von sich kreuzenden wassergefüllten Röhren, oder es hängen Röhren (Fieldröhren) in dieselbe herunter. Auch geht der Rauch direct von der Feuerbüchse vertical aufwärts durch eine Anzahl Röhren.

Fig. 1009—1010 stellen einen stehenden Kessel, System Zambeaux, dar, welcher für rasche Dampfentwickelung bestimmt ist. Derselbe besteht aus einem verticalen Cylinder, der unten den Feuerraum und über diesem eine Reihe verticaler Rauchrohre *l* enthält, aus einer Rauchkammer *n* und dem Kamin *i*. Um die Schnelligkeit der Wasserbewegung im Kessel zu erhöhen, hat man den oberen Feuerraum und die Rohre mit einem Blechmantel in einem Abstand von einigen Centimetern umgeben. Ferner befördert oben ein zweiter durchlöcherter concentrischer Blechmantel *s* die Wassercirculation, indem er zugleich die Ausscheidung des sich bildenden Dampfes bewirkt.

Einen stehenden Kessel (System Hermann-Lachapelle) mit quer durch den Feuerraum liegenden Wasserröhren zeigen Fig. 1011—1012.



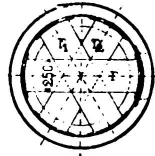


Fig. 1011—1012.

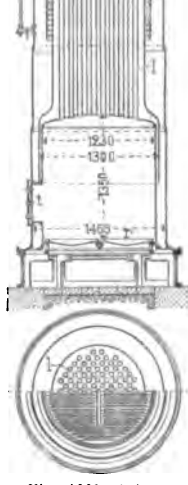


Fig. 1009—1010.

3. Gewichtstabellen einiger Kesselsysteme.*)

1. Einfache cylindrische Kessel.

Laufende No.	Durchmesser D in Metern	Länge L in Metern	Dom		Heizfläche in □Meter	Ungefähres Kesselgewicht in Kilogrammen bei			Kessel- u. Ofen-Armaturen
			d Meter	h Meter		4	5	6	Gewicht in Kilogr.
						Atmosphären Ueberdruck			
1	0,7	2,0	0,55	0,55	2,6	550	650	700	350
2	0,7	2,5	0,55	0,55	3,2	600	700	750	450
3	0,7	3,0	0,55	0,55	3,7	680	780	850	500
4	0,8	3,0	0,55	0,55	4,5	770	870	960	550
5	0,8	3,5	0,55	0,55	5,2	850	950	1050	600
6	0,8	4,0	0,6	0,6	6,0	950	1050	1150	650
7	0,9	4,0	0,6	0,6	7,1	1160	1300	1450	700
8	0,9	4,5	0,6	0,6	7,9	1250	1450	1550	750
9	0,9	5,0	0,6	0,6	8,7	1350	1550	1650	800
10	1,0	5,0	0,6	0,6	10,	1500	1850	2000	900
11	1,0	5,5	0,6	0,6	10,9	1600	2000	2150	1000
12	1,0	6,0	0,6	0,6	11,8	1700	2100	2300	1050

2. Cylindrischer Ober- und Unterkessel.

Laufende No.	Oberkessel		Unterkessel		Verbindungs-Stutzen		Dom		Heizfläche □Meter ca.	Ungefähres Kesselgewicht in Kilogrammen bei			Kessel- und Ofen-Armat.
	D. Meter	Länge Meter	D. Meter	Länge Meter	D. Meter	Länge Meter	D. Meter	Höhe Meter		4	5	6	Gewicht ca. Kilogr.
										Atmosphären Ueberdruck			
1	0,8	3	0,6	2,1	0,3	0,45	0,55	0,55	8,2	1050	1200	1300	900
2	0,8	4	0,6	3	0,3	0,45	0,55	0,55	11,2	1300	1450	1650	1000
3	0,8	5	0,6	4	0,3	0,45	0,55	0,55	14,5	1500	1750	2000	1100
4	1,0	5	0,8	3,9	0,45	0,5	0,6	0,6	19,2	2200	2650	3000	1200
5	1,0	6	0,8	4,9	0,45	0,5	0,6	0,6	23,4	2600	3100	3550	1350
6	1,0	7	0,8	5,8	0,45	0,5	0,6	0,6	27,7	2900	3550	3900	1500
7	1,2	7	1,0	5,8	0,5	0,5	0,6	0,6	35,3	4000	4800	5500	1700
8	1,2	8	1,0	6,7	0,5	0,5	0,8	0,8	40,7	4700	5500	6300	1900
9	1,2	9	1,0	7,6	0,5	0,5	0,8	0,8	46,1	5000	6100	7000	2100
10	1,4	8	1,1	6,7	0,55	0,55	0,8	0,8	47,5	6000	7000	8000	2300
11	1,4	9	1,1	7,6	0,55	0,55	0,8	0,8	53,7	6600	7700	8800	2500
12	1,4	10	1,1	8,5	0,55	0,55	0,8	0,8	60,0	7200	8500	9700	2700
13	1,6	9	1,2	7,5	0,6	0,6	0,8	0,8	60,6	7800	9100	10300 } Längsnähte doppelt genietet	3000
14	1,6	10	1,2	8,4	0,6	0,6	1,0	1,0	67,6	8600	10000	11500	3300
15	1,6	11	1,2	9,3	0,6	0,6	1,0	1,0	74,7	9400	11000	12500	3600

3. Cylindrischer Kessel mit 2 Feuerrohren und unten liegender Feuerung.

Laufende No.	Durchmesser		Länge des Kessels	Dom		Heizfläche □Meter ca.	Ungefähres Kesselgewicht in Kilogramm bei			Kessel- und Ofen-Armat.
	des Kessels Meter	der Rohre Meter	Meter	Durchm. Meter	Höhe Meter		4	5	6	Gewicht ca. Kilogr.
							Atmosphären Ueberdruck			
1	1,25	0,35	3	0,6	0,6	13,9	1900	2200	2400	1200
2	1,25	0,35	4	0,6	0,6	18,2	2400	2700	3000	1400
3	1,25	0,35	5	0,6	0,6	22,4	2800	3200	3600	1600
4	1,4	0,42	4	0,7	0,7	21,8	2800	3300	3700	1800
5	1,4	0,42	5	0,7	0,7	27,0	3300	4000	4400	2000
6	1,4	0,42	6	0,7	0,7	32,1	3900	4600	5200	2200
7	1,6	0,50	5,5	0,8	0,8	35,2	4700	5500	6000 } Längsnähte doppelt gen.	2400
8	1,6	0,50	6,5	0,8	0,8	41,3	5400	6300	6900	2600
9	1,6	0,50	7,5	0,8	0,8	48,4	6100	7100	7800	2800
10	1,8	0,60	7	0,9	0,9	53,1	7400	8600	9800	3000
11	1,8	0,60	8	0,9	0,9	60,3	8300	9700	11000	3200
12	1,8	0,60	9	0,9	0,9	67,6	9200	11000	12200	3400
13	2,0	0,67	8	1,0	1,0	67,6	10200	11700	13000	3600
14	2,0	0,67	9	1,0	1,0	75,7	11300	13000	14600	3800
15	2,0	0,67	10	1,0	1,0	83,8	12400	14200	16000	4000

*) Nach diesen Dimensionen werden Kessel von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei in Görlitz geliefert.

4. Cylindrischer Kessel mit 2 Feuerrohren und innerer Feuerung.

Laufende No.	Durchmesser des Kessels Meter	Durchmesser der Rohre Meter	Länge des Kessels Meter	Dom Durchm. Meter	Dom Höhe Meter	Heizfläche □Meter ca.	Ungefähres Kesselgewicht in Kilogrammen bei 4 Atmosphären Ueberdruck	5	6	Kessel- und Ofen-Armat. Gewicht ca. Kilogr.
1	1,7	0,575	6	0,8	0,8	40,8	5900	6900	7500	2000
2	1,7	0,575	7	0,8	0,8	47,7	6800	7900	8600	2100
3	1,8	0,625	7	0,8	0,8	52,2	7300	8500	9700	2250
4	1,8	0,625	8	0,8	0,8	59,8	8200	9500	11000	2400
5	1,9	0,675	8	0,9	0,9	62,8	9600	11000	12300	2550
6	1,9	0,675	9	0,9	0,9	70,7	10700	12300	13600	2700
7	2,0	0,725	9	0,9	0,9	75,2	11800	13000	14600	2850
8	2,0	0,725	10	0,9	0,9	83,5	13000	14300	16000	3000
9	2,1	0,77	9	1,0	1,0	80,0	13200	14500	16600	3100
10	2,1	0,77	10	1,0	1,0	89,9	14500	16600	18300	3200
11	2,2	0,82	10	1,0	1,0	95,6	15700	17900	20000	3400
12	2,2	0,82	11	1,0	1,0	105,2	17200	19500	22000	3600

(Spalte 6 Atm.: Längsnähte doppelt genietet)

5. Röhrenkessel mit aussen liegender Feuerung.

Laufende No.	Kessel Durchm. Meter	Kessel Länge Meter	Rohre Durchm. Millim.	Rohre Anzahl	Dom Durchm. Meter	Dom Höhe Meter	Heizfläche in □Meter	Ungefähres Kesselgewicht in Kilogr. bei 4 Atmosphären Ueberdruck	5	6	Kessel- u. Ofen-Armatur incl. Stirnplatte Gewicht ca. Kilogr.
1	1,25	2,5	70	40	0,7	0,7	27,0	2000	2200	2400	1600
2	1,25	3,0	70	40	0,7	0,7	32,0	2300	2500	2800	1700
3	1,25	3,5	70	40	0;7	0,7	37,0	2700	2900	3200	1800
4	1,4	3,0	70	54	0,8	0,8	41,5	2900	3200	3600	1900
5	1,4	3,5	70	54	0,8	0,8	48,1	3200	3600	4000	2000
6	1,4	4,0	70	54	0,8	0,8	54,7	3600	4000	4400	2100
7	1,6	3,5	70	60	0,9	0,9	54,4	3900	4400	4600	2100
8	1,6	4,0	70	60	0,9	0,9	61,9	4300	4800	5100	2200
9	1,6	4,5	70	60	0,9	0,9	69,4	4800	5300	5600	2300
10	1,8	3,5	82	70	1,0	1,0	74,3	5200	5800	6400	2500
11	1,8	4,0	82	70	1,0	1,0	84,5	5800	6400	7100	2700
12	1,8	4,5	82	70	1,0	1,0	94,7	6300	7000	7800	3000
13	2,0	4,0	82	96	1,0	1,0	110,8	7200	7900	8600	3300
14	2,0	4,5	82	96	1,0	1,0	124,3	8000	8700	9400	3600
15	2,0	5,0	82	96	1,0	1,0	137,7	8700	9400	10200	4000

4. Die Kessel-Armatur.

Man unterscheidet Wasserstandszeiger, Sicherheitsventil, Speiseventil, Absperrventil, Manometer, Speiserufer u. s. w. als feine und Mannlochdeckel, Thürgeschränke, Anker und Ankerplatten, Roststäbe, Rauchschieber als grobe Armatur. Diejenigen Gegenstände, die auf die Feuerungsanlage Bezug haben, sind in Band II Capitel II behandelt.

Speisevorrichtungen. Als solche haben sich die Kolbenspeisepumpen immer noch am dauerhaftesten und zuverlässigsten erwiesen. Gesetzlich muss jeder Dampfkessel mit zwei zuverlässigen Speisevorrichtungen versehen sein, welche nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind und von denen jede für sich im stande ist, dem Kessel die zur Speisung erforderliche Wassermenge zuzuführen. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Kessel werden hierbei als ein Kessel angesehen. Von diesen beiden Speisevorrichtungen bringt man gewöhnlich eine mit der Maschine in Verbindung (siehe „Dampfmaschinen") und die andere macht man unabhängig von derselben, indem man sie als Handpumpe oder bei grösseren Kesselanlagen von mindestens 30 qm Heizfläche als Dampfpumpe ausführt, welch letztere einfach- oder doppeltwirkend sein kann und das vierfache des stündlich erforderlichen Speisewasserquantums liefern muss.

Eine für Kesselspeisung angewendete Handpumpe zeigen Fig. 1013—1014. Durch Heben des Plungerkolbens k mittelst des Handhebels h wird das Wasser durch a und das Ventil v angesaugt und durch den Niedergang durch das Ventil v_1 und den Stutzen b hinaus in den Kessel gedrückt. Bezüglich der Dampfpumpen siehe das Capitel „Pumpen".

Kessel mit grosser Wasseroberfläche erfordern keine ununterbrochene Speisung, dagegen haben die Wasserröhrenkessel eine ununterbrochene Speisung nöthig.

Statt der Pumpen sind mit Vortheil Injectoren zu verwenden.

Einen Universal-Injector von Gebr. Körting in Hannover zeigen Fig. 1015—1016. Derselbe besteht aus zwei in einem Gehäuse nebeneinander liegenden Injectoren, welche derart miteinander in Verbindung stehen, dass der Druckraum des ersten Injectors mit dem Condensationsraum des zweiten communicirt. Der erste Injector hat die Aufgabe, das Wasser anzusaugen und unter einem gewissen Drucke dem zweiten Injector zuzuführen, welcher es dann unter entsprechender Druckvermehrung in den Kessel treibt. Der Vorgang hierbei ist folgender: Durch eine geringe Bewegung des Handhebels A wird durch den excentrischen Zapfen B der Balken O angehoben, welcher das kleine und deshalb wenig belastete Ventil V seinerseits wieder hebt. Der dann von H her durch die Düse D eintretende Dampf erzeugt ein Vacuum und bewirkt dadurch ein sofortiges Ansaugen des Wassers, welches durch J in den Apparat und durch die Druckdüse F, den Canal M und den Anlasshahn E bei L so lange ins Freie tritt, bis das Ventil V vollständig geöffnet und durch die gleichzeitige theilweise Drehung des Hahnes E der Canal M geschlossen ist und nun das Wasser durch den Rückgangscanal N, die Druckdüse F und den Canal M' ins Freie gelangt. Nach vollständiger Oeffnung des Ventils V wird durch eine fortgesetzte Hebelbewegung der Balken O gezwungen, auf der entgegengesetzten Seite sich ebenfalls zu heben und das grosse Ventil V' zu öffnen; die Hauptbetriebskraft tritt nun durch die Dampfdüse D' zu dem in F' unter Druck vorhandenen Wasser und treibt es noch so lange ins Freie, bis durch langsame Weiterbewegung des Hebels endlich auch das Ventil V' vollständig geöffnet und der Hahn E ganz geschlossen ist; dann endlich hebt das Wasser das Speiseventil C und geht durch das Druckrohr K in den Kessel.

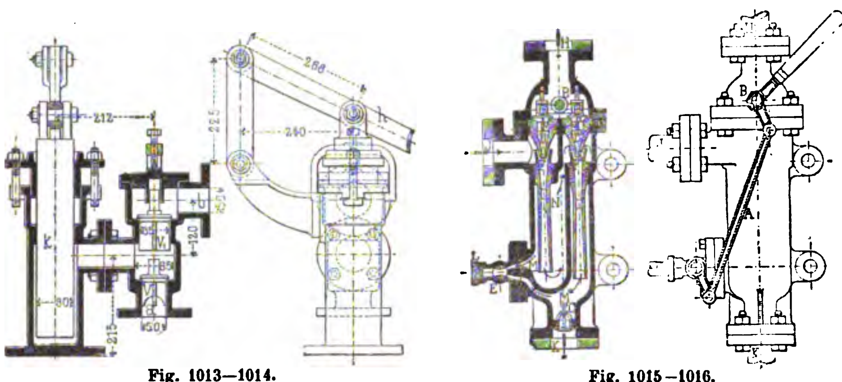


Fig. 1013—1014. Fig. 1015—1016.

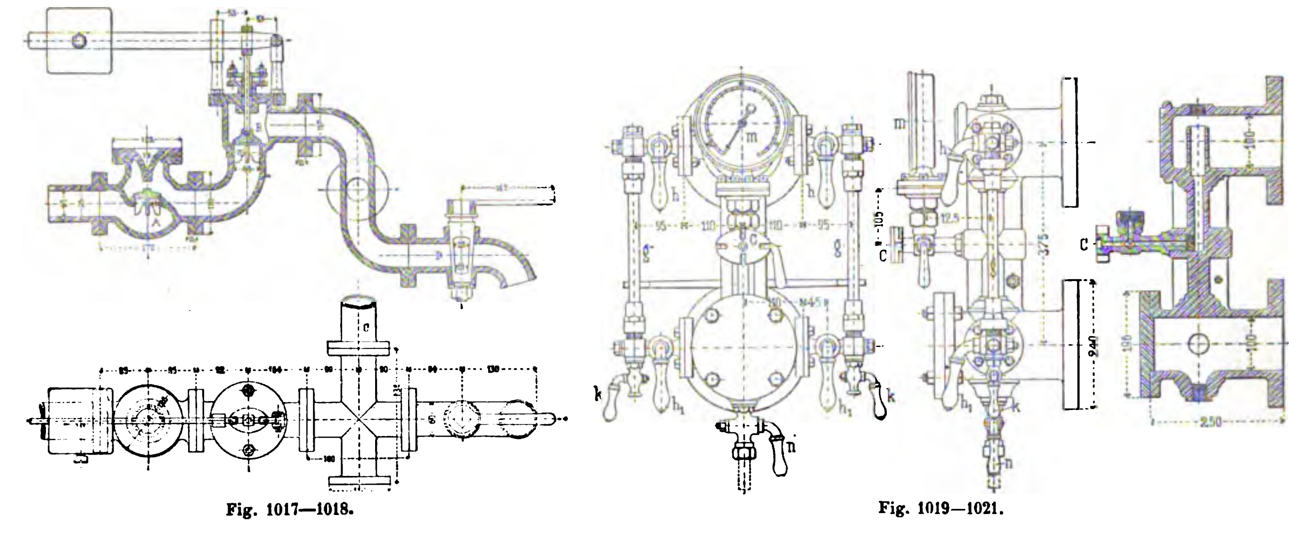


Fig. 1017—1018. Fig. 1019—1021.

Zur Aufnahme des Speisewassers in den Kessel dient der Speisekopf (Fig. 1017—1018). In demselben befindet sich ein automatisches Tellerventil A, häufig auch ein Kugelventil, dessen Durchmesser, sowie die der Zuleitungsrohre $^1/_{10}$—$^1/_{20}$ des Dampfcylinders haben und einer mittleren Wassergeschwindigkeit von 1 m pro Secunde entsprechen soll. Zwischen diesem Ventil und der Kesselwand ist noch ein belastetes Absperrventil B eingeschaltet, das vom Heizerstand aus mittelst einer Zugkette geöffnet werden kann. Häufig bedient man sich jedoch nur eines Hahnes. Ist der Speisekopf an der Stelle, wo die Speisung erfolgen soll, nicht passend anzubringen, so wird das Speisewasser durch ein Rohr C zum Kessel geleitet.

Zum Ablassen des Wassers, wenn der Kessel ausser Gang gesetzt wird, und zum zeitweisen Ausblasen des Schlammes während des Betriebes ist an der tiefsten Stelle des Kessels ein Wasserablass-

hahn D anzubringen. Die Bohrung desselben sei $^1/_{15}$ — $^1/_{20}$ des Kesseldurchmessers. Wie Fig. 1017 bis 1018 zeigen, kann dieser Hahn D mit dem Speisekopf vereinigt werden.

Zur Beobachtung des Wasserstandes dienen Probirhähne, Wasserstandsglas und Schwimmer. Letztere kommen leicht in Unordnung und werden daher, ausser bei stationären Kesseln, wenig gebraucht. Dagegen geben Probirhähne das sicherste und Wasserstandsgläser das deutlichste Zeichen des Wasserstandes und sind daher an jedem Kessel anzubringen. Jede dieser Vorrichtungen muss eine gesonderte Verbindung mit dem Kessel haben, es sei denn, dass die gemeinschaftliche Verbindung durch ein Rohr von mindestens 60 qcm lichtem Querschnitt hergestellt ist. Man wendet daher bei grösseren Anlagen den in Fig. 1019—1021 gezeichneten gusseisernen Träger an. Derselbe wird entweder direct an den Kessel geschraubt oder steht durch einzelne Rohrstutzen mit ihm in Verbindung. Manometer und Probirhähne a und b finden, wie die Anordnung Fig. 1022 zeigt, an dem Träger eine passende Stelle. Von den Probirhähnen sei der eine 50—70 mm über, der andere ebensoviel unter dem mittleren Wasserstand angebracht; bisweilen findet sich noch ein dritter Hahn in der Ebene des mittleren Wasserstandes. Der niedrigste Wasserstand ist an dem Wasserstandsglase sowie an der Kesselwandung oder dem Kesselmauerwerk durch eine deutliche Marke zu bezeichnen.

Als Sicherheitsmittel gegen Explosionen wegen Wassermangels dienen die Speiserufer, in Form von Dampfpfeifen, welche vom Schwimmer aus oder durch das Schmelzen eines mit dem Dampfe in Berührung kommenden Metallpfropfens in Thätigkeit gesetzt werden.

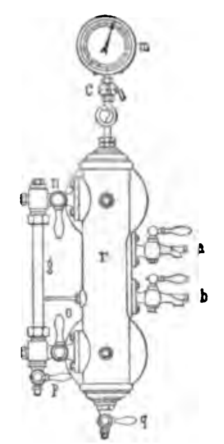


Fig. 1022.

Mannlochdeckel. Gestatten Form und Ausdehnung eines Kessels Raum genug, dass ein Arbeiter sich zum Reinigen des Kessels von abgesetztem Schlamm und Kesselstein darin bewegen kann, so giebt man dem Kessel ein Mannloch (300—320 mm breit und 370—420 mm lang), welches durch einen leicht zu entfernenden Deckel verschlossen werden kann. Das ausgeschnittene Kesselblech ist am Rande durch einen aufgenieteten Blechring r zu verstärken, Fig. 1023. Häufig wird das Mannloch durch einen gusseisernen Ring oder Aufsatz gebildet (Fig. 1024—1026), den ein gusseiserner Deckel verschliesst. Der Deckel wird von unten mittelst Schrauben und Bügel sowie durch den Dampfdruck gegen seinen Sitz gepresst und kann beim Reinigen mittelst eines Handgriffes und einer ovalen Form leicht durch das Mannloch entfernt werden.

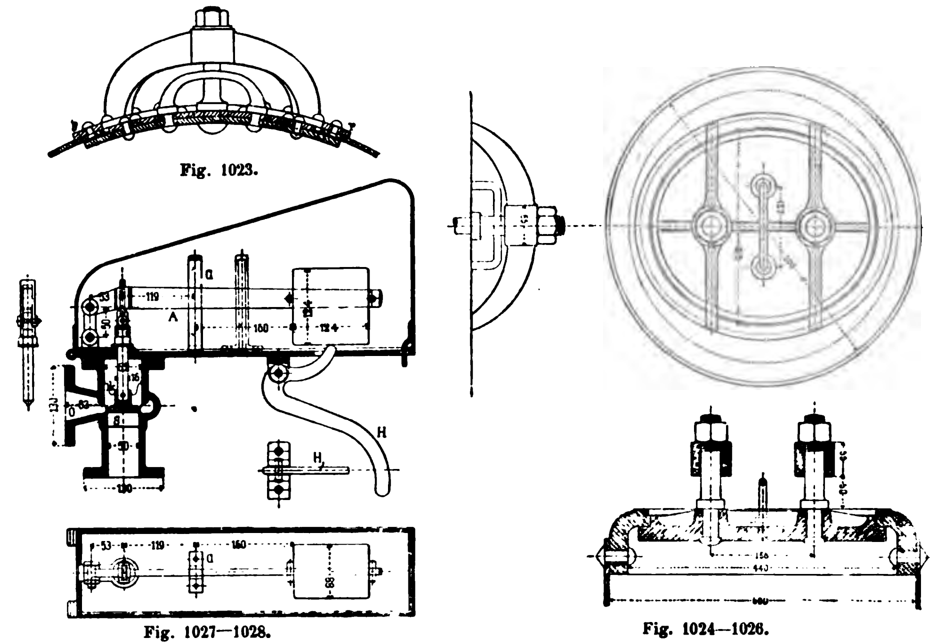


Fig. 1023.

Fig. 1027—1028.

Fig. 1024—1026.

Für von innen unzugängliche Theile des Kessels sind noch kleinere Putzluken anzubringen, welche die Reinigung von aussen gestatten.

Das **Manometer** dient zur Erkennung des herrschenden Dampfüberdrucks. Die offenen und geschlossenen Quecksilbermanometer sind nur wenig mehr in Gebrauch, dagegen fast ausschliesslich die Federmanometer von Schäffer & Budenberg, Bourdon etc.

Das **Sicherheitsventil** ist ein konisch oder flach mit 1,5—2,5 mm breiter Sitzfläche aufgeschliffenes Tellerventil, welches durch Hebelübersetzung so mit einem Gewicht belastet ist, dass es beim Ueberschreiten der normalen Dampfspannung abzublasen beginnt. Die ringförmige Sitzfläche darf nicht zu breit sein, gewöhnlich $^1/_{30}$ des Durchmessers der gedrückten Fläche. Der abgehende Dampf kann sich in dem umgebenden Raume beliebig verbreiten, oder das Ventil befindet sich in einem Gehäuse, wie Fig. 1027—1028 zeigen, aus welchem der Dampf durch eine Röhre bei O abgeleitet wird. Das Belastungsgewicht befindet sich in einem verschliessbaren Blechgehäuse, sodass eine unbefugte Vermehrung des Gewichtes unmöglich ist. Um jedoch

das Gewicht von aussen heben zu können, dient der Hebel *H*. Die Drehpunkte des Hebels *A* am Gehäuse und da, wo er mit dem Ventil verbunden ist, müssen in derselben horizontalen Ebene liegen. Der Hebel ist in einer Gabel *G* geführt, welche zugleich auch seinen Hub begrenzt, welcher die Lüftung des Ventils um $^1/_4$ seines Durchmessers gestattet. Dieses Sicherheitsventil wurde früher häufig angewendet, ist aber zu verwerfen, da sich dessen Theile mehr oder weniger den Augen des Heizers entziehen. Weit häufiger und zweckmässiger ist das Ventil, welches Fig. 1029—1030 darstellen. Dasselbe ermöglicht, die Sitzfläche bei ungeheiztem Kessel ohne jede Demontirung nachzusehen.

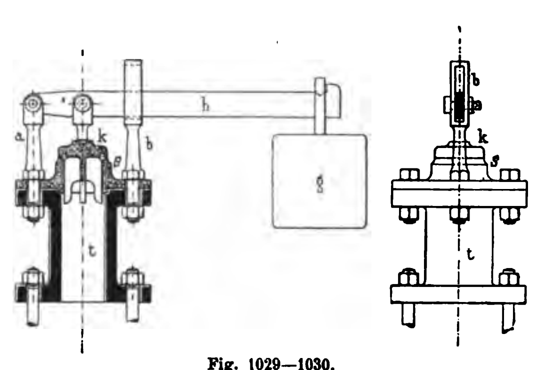


Fig. 1029—1030.

Der kleinste Durchmesser d in mm der abzüglich der Rippen übrig bleibenden freien Oeffnung sei

$$d = 26 \sqrt{\frac{Fqm}{n + 0{,}588}},$$

wobei F die Heizfläche und n den Kesselüberdruck angiebt.

Die freie Oeffnung der Sicherheitsventile pro qm Heizfläche ist in folgender Tabelle berechnet:

Atmosphären-Ueberdruck	0 bis $^1/_2$	$^1/_2$ bis 1	1 bis $1^1/_2$	$1^1/_2$ bis 2	2 bis $2^1/_2$	$2^1/_2$ bis 3	3 bis $3^1/_2$	$3^1/_2$ bis 4	4 bis $4^1/_2$	$4^1/_2$ bis 5	5 bis $5^1/_2$	$5^1/_2$ bis 6
□Millimeter	482	338	255	207	174	154	135	121	106	96	89	82

Das **Dampfabsperrventil** befindet sich auf dem Dampfdom und hat eine freie Durchgangsöffnung von $^1/_{20}$ bis $^1/_{30}$ der Kolbenfläche der mit Dampf versorgten Maschine, oder die mindestens gleich ist der Fläche des Sicherheitsventils. Es ist mittelst einer Schraube beliebig weit zu öffnen und zu schliessen. Dampfleitungen bis zu 300 mm Durchmesser sind aus Gusseisen, darüber aus Schmiedeeisen.

Die Condensation der Dampfleitungen beträgt bei 2 bis 4 Atmosphären Dampfspannung (Ueberdruck) pro qm Oberfläche und pro Stunde bei guter Umhüllung 0,75 bis 1 kg, ohne Umhüllung 2 bis 3 kg Wasser.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Beretta, C. u. E. Désnos, Die neuen Dampfkessel-Constructionen. Deutsch von W. H. Uhland. Leipzig, Knapp.
Denfer, J., Die Dampfkessel. Deutsch von Th. D'Ester. Berlin, Springer.
Reiche, H. v., Anlage und Betrieb der Dampfkessel. Leipzig, Felix.
Scholl, E. F., Der Führer des Maschinisten. Braunschweig, Vieweg & Sohn.
Thielemann, L. H., Lehr- und Handbuch über complete Dampfkessel-Anlagen. Leipzig, K. Scholtze.
Uhland, W. H., Skizzenbuch für den pract. Maschinen-Constr. Leipzig, Baumgärtner.
Wilson, R., Die Dampfkessel, Deutsch von M. Borns. Braunschweig, Vieweg & Sohn.

G. Dampfmaschinen.

1. Effectberechnung und allgemeine Constructions-Verhältnisse.

Für eine **eincylindrige doppeltwirkende** Dampfmaschine sei:

N_i die indicirte Leistung in IP (75 mkg)
N_e die effective „ „ „ „ „
p die absolute Dampfspannung der Admission in kg pro qcm (incl. Atmosphären-Druck)
q der Gegendruck vor dem Kolben in kg pro qcm
p_m der mittlere wirksame Druck hinter dem Kolben (mittl. Nutzdruck) in kg pro qcm
F die Kolbenfläche in qcm
D der Kolbendurchmesser in cm.
c die Kolbengeschwindigkeit in m pro Secunde
n die Anzahl Umdrehungen pro Minute
s der Kolbenhub in m
s_1 der Kolbenweg der Admissionsperiode in m
$e = \frac{s_1}{s}$ das Füllungsverhältniss
s_0 der auf die Kolbenfläche reducirte schädliche Raum

Die **effective Leistung** einer Dampfmaschine ist die Zahl der an ihre Schwungradwelle abzugebenden Pferdekräfte N_e; dieselbe kann mittelst des später zu besprechenden Bremsdynamometers gemessen werden. Die **indicirte Leistung** in Pferdekräften N_i ist die durch den Indicator bestimmte Arbeit des Dampfes im Cylinder und wird gegeben nach Berechnung des mittleren wirksamen Dampfdruckes p_m durch die Formel $N_i = \frac{Fsn}{30}\frac{p_m}{75} = \frac{Fcp_m}{75}$, worin $c = \frac{2sn}{60} = \frac{sn}{30}$. Von dieser Arbeitsleistung im Cylinder geht für verschiedene Reibungswiderstände Arbeit verloren, die je nach der Grösse der Maschine verschieden gross ist. Man multiplicirt N_i mit einem Coefficienten, dem **Wirkungsgrade** η, welcher folgender Tabelle zu entnehmen ist, um die effective Leistung N_e zu erhalten:

Tabelle der Wirkungsgrade verschiedener Maschinen.

Anzahl der Pferdekräfte	4—8	10—20	30—40	60 und darüber
Maschinen mit Expansion und ohne Condensation	0,45	0,58	0,70	0,81
Maschinen mit Expansion und Condensation	0,41	0,52	0,63	0,74

Oder man berechnet die Widerstände, welche eingetheilt werden in **constante** und **variable**. Die **constanten** Widerstände sind unabhängig von der Nutzleistung der Maschine und werden durch das Leergangsdiagramm gegeben. Ist der demselben entnommene mittlere wirksame Dampfdruck f, so ist die Grösse der constanten Widerstände in HP $N_n = \frac{Ffc}{75}$. Zur Berechnung von f dienen folgende Formeln:

$f = \frac{2,788}{D} + 0,048\frac{G}{D^2}$ für Maschinen ohne Condensation

$f = \frac{2,788}{D} + 0,048\frac{G}{D^2} + 0,035 + 0,000021\,h$ für Maschinen mit Condensation

$f = \frac{2,788}{D} + 0,048\frac{G}{D^2} + 0,030 + 0,000019\,h$ für Corliss-Maschinen

$f = \frac{3,036}{D} + 0,035\frac{G}{D^2} + 0,030 + 0,000019\,h$ für Woolf'sche und Compound-Maschinen,

wobei D Kolbendurchmesser in cm; G Gewicht des Schwungrades in kg; h die Höhe in cm, auf welche das Condensationswasser zu pumpen ist.

Näherungsformeln sind $f = 0,012 + \frac{5,1}{D}$ für Maschinen ohne Condensation, $f = 0,121 + \frac{3,85}{D}$ für Maschinen mit Condensation.

Die **variablen** Widerstände sind der effectiven Nutzleistung proportional und werden zu $N_v = 0,13\,N_e$ angenommen.

Die effective Pferdestärke ist also $N_e = \frac{Fc}{75}\frac{p_m - f}{1,13} = \frac{Fsn}{30}\frac{p_m - f}{75(1+013)}$.

Berechnung des Nutzdruckes p_m. Man erhält erstens den Werth p_m einer bestehenden Maschine mit Hilfe eines **Indicatordiagrammes**, dessen Berechnung in einem späteren Capitel des Handbuches „**Indicatoren**“ gegeben wird. Zweitens findet man den mittleren Druck p_m aus der Formel $p_m = kp - q$. Die Admissionsspannung p nehme man bei Maschinen mit Expansionsregulirung 1/2 bis 3/4 Atmosphären, bei Maschinen mit Drosselregulirung 1—1 1/4 Atm. geringer als die festgesetzte Kesselspannung (Dampfüberdruck im Kessel + 1 Atm. d. i. der Luftdruck). Die Admissionsspannung p ist dann mit dem **Spannungscoefficienten** k zu multipliciren und hiervon der mittlere Gegendruck q abzuziehen. Der **Spannungscoefficient** variirt mit dem Füllungsverhältniss $e = \frac{s_1}{s}$ und dem Verhältniss des schädlichen Raumes $m = \frac{s_0}{s}$. Unter der Annahme, dass der Dampf nach einer gleichseitigen Hyperbel expandirt, ist $k = e + (e+m)\,logn.\frac{1+m}{e+m}$.

Die Grösse des schädlichen Raumes m, auf jeder Seite, ist bei verschiedenen Maschinensystemen verschieden.

Maschinen-System	Gewöhnl. Maschinen	Corliss	Sulzer	Woolf. Zwischen d. grossen und kleinen Cylinder
Werthe von m	0,05	0,015—0,025	0,03	0,066—0,08

In nachstehender Tabelle sind Werthe für den **Spannungscoefficienten** k bei verschiedenen Füllungsgraden und unter der Annahme von $m = 0,05$ zusammengestellt.

Tabelle der Spannungscoefficienten k.

e	k	e	k	e	k	e	k	e	k
$^1/_{15}$	0,3230	$^1/_9$	0,4131	$^1/_5$	0,5588	$^4/_{10}$	0,7813	$^7/_{10}$	0,9523
$^1/_{12}$	0,3585	$^1/_8$	0,4386	$^1/_4$	0,6258	$^1/_2$	0,8556	$^3/_4$	0,9675
$^1/_{11}$	0,3739	$^1/_7$	0,4697	$^3/_{10}$	0,6845	$^6/_{10}$	0,9117	$^8/_{10}$	0,9796
$^1/_{10}$	0,3919	$^1/_6$	0,5086	$^1/_3$	0,7196	$^2/_3$	0,9404	$^9/_{10}$	0,9951

Bei Volldruckmaschinen ist $e = {}^9/_{10}$ zu nehmen.

Der von kp abzuziehende Gegendruck q beträgt pro qcm bei
Maschinen mit Condensation 0,15 bis 0,33, im Mittel 0,28 kg,
Maschinen ohne Condensation { mit leichtem Dampfabfluss 1,05 bis 1,09 kg, mit längerer Dampfableitung 1,1 bis 1,2 kg,
Locomobilen und Locomotiven 1,1 bis 1,3 kg.

Das für die Oekonomie des Dampfverbrauches günstigste Füllungsverhältniss ist: $e_u = \frac{q+f}{p}$, bei welchem der Dampfdruck hinter dem Kolben bis auf die wahre Gegendrucklinie vor dem Kolben herabsinkt.

Dampfverbrauch. Das Güteverhältniss einer Maschine berechnet sich nach dem für eine effective Pferdekraft in der Stunde erforderlichen Dampfgewicht $= \frac{S}{N_e}$. Dasselbe besteht aus dem nutzbaren Dampfverbrauch γ und dem stündlichen Dampfverluste γ_1; $S = \gamma + \gamma_1$, welches gleich ist der stündlich im Kessel verdampften Speisewassermenge in kg. Das verbrauchte Dampfquantum abzüglich des Condensationswassers berechnet sich aus dem Enddrucke des Indicatordiagrammes und dem Endvolumen des Cylinders nebst schädlichem Raume. Ist das Füllungsverhältniss e gegeben, so ist $\gamma = 3600\, Fc\,(e + m)\gamma$ pro Stunde in kg, wobei F in qm, c in m pro Secunde, γ das Gewicht eines cbm Dampfes von der Spannung p (siehe Tabelle Seite 98, Band IV) und m das Verhältniss des schädlichen Raumes ist (siehe oben). Die Berechnung des Dampfverlustes γ_1 geschieht nach der empirischen Formel $\gamma_1 = a\,D\sqrt{p_m}$ in kg pro Stunde, wobei D Cylinderdurchmesser in cm, p_m in Atmosphären und $a = 2,7$ bis $4,8$, je nachdem der Erhaltungszustand der Maschine und der Dampfleitung ein besonders guter oder mangelhafter ist. Zugleich ist a noch abhängig von der Abkühlungsfläche der Dampfleitung und der Menge des vom Dampfe mitgerissenen Wassers. In untenstehender Tabelle ist der Dampfverbrauch für den ökonomisch günstigsten Füllungsgrad ausgerechnet.

Hub und Kolbengeschwindigkeit. Das Verhältniss des Hubes zum Cylinderdurchmesser ist bei Betriebsdampfmaschinen im Mittel $= 2$, bei Fördermaschinen $= 3$. Die **Tourenzahl** n steigt bei kleinen Maschinen bis zu 200 und mehr pro Minute, bei grösseren Maschinen selten über $n = 70$.

Die Geschwindigkeit des ruhigsten Ganges (mit Füllungen e unter 0,5) ist nach Radinger durch die Formeln bestimmt: $sn^2 = 12800\,pe$ für Hochdruckmaschinen, $sn^2 = 10800\,pe$ für Condensationsmaschinen. Die grösste zulässige Geschwindigkeit nach der Formel $sn^2 = 5400\,\frac{p_m}{1 + \frac{r}{L}}$, dabei ist $\frac{r}{L}$ das Verhältniss des Kurbelradius zur Pleuelstangenlänge, die übrigen Werthe wie oben. Mit wachsender Dampfspannung kann daher sowohl die Expansion als die Kolbengeschwindigkeit zunehmen und dadurch Grösse, Preis und Raumerforderniss der Maschine herabgemindert werden.

Die Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{sn}{30}$ beträgt bei Maschinen unter 60 Pferdekraft 1,2—1,6 m pro Secunde, über 60 Pferdekraft 1,6 bis 2,0 m pro Secunde, bei Locomotiven und Walzwerkmaschinen bis zu 3 m und darüber; bei direct wirkenden Wasserpumpmaschinen 0,45—0,65 m pro Secunde.

Tabelle der normalen Kolbengeschwindigkeit, der ökonomisch günstigsten Füllungsgrade $= e_u$, des Cylinder-

Effective Pferdekraft / Normale Kolbengeschwindigkeit			7 / 1,16			10 / 1,22			15 / 1,29			20 / 1,35			25 / 1,4			30 / 1,43		
			e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S
Ohne Condensation	Dampf-Ueberdruck	$p = 3$	0,36	225	38	0,36	270	35	0,35	320	32	0,34	355	26	0,34	365	25	0,34	400	24
		$p = 5$	0,33	166	32	0,33	192	29	0,3	232	24	0,29	260	22	0,29	285	21	0,29	300	20
		$p = 6$	0,3	155	31,5	0,3	180	28,5	0,29	215	23,5	0,27	240	21,5	0.27	255	20	0,27	280	19
		$p = 7$	0,3	142	31	0,3	165	28	0,28	195	23	0,26	225	21	0.26	240	19	0,26	255	18
Mit Condensation	Dampf-Ueberdruck	$p = 2$	0,33	220	34	0,32	260	30	0,3	310	26	0,29	345	23	0,28	375	21	0,28	400	20
		$p = 3$	0,30	190	33	0,29	220	29	0,28	265	25	0,27	315	22	0,26	325	20	0,26	345	19
		$p = 5$	0,27	156	31	0,27	180	28	0,26	215	24	0,25	240	21	0,24	265	19	0,23	290	17
		$p = 6$	0,26	146	30	0,26	170	27	0,25	200	23	0,24	225	20	0,23	245	18	0,22	265	16

Mittelwerthe. Kohlenverbrauch $^1/_5$—$^1/_7$ des gesammten Dampfverbrauches, im Mittel 3 bis 6 kg pro Stunde und Pferdekraft. Für beste Compoundmaschinen 1 kg.

Gewicht der Dampfmaschine. Für Hochdruckmaschinen von 20—100 Pferdekraft 310—230 kg pro Pferdekraft; für Condensationsmaschinen 390—310 kg.

Kesselheizfläche F in qcm $= {}^1/_{21}$ des gesammten stündlichen Dampfverbrauches in kg.

Gewicht des Kessels. Für Hochdruckmaschinen von 20—100 Pferdekraft 160—130 kg pro Pferdekraft, für Condensationsmaschinen 140—bis 100 kg pro Pferdekraft.

Woolf'sche und Compound-Dampfmaschinen. Die theoretische Leistung einer Woolf'schen Maschine ist gleich der Leistung einer gewöhnlichen eincylindrigen Maschine mit den Dimensionen des grossen Cylinders, in welchem dieselbe Expansion stattfindet, wie die Gesammt-Expansion der Woolf'schen. Man setzt daher zur Berechnung der Leistung in obige Formel der Eincylinder-Maschine die Dimensionen des grossen Cylinders ein (F^1 = Kolbenfläche und s^1 = Hub) und berechnet $p_m = kp - q$ nach dem totalen Expansionsverhältniss, wobei man die Expansion so weit ausdehnt, dass der absolute Enddruck 0,6—0,7 Atmosphären beträgt. Für eine bestehende Maschine ist das totale Expansionsverhältniss

$$e = \frac{\text{Admissionsvolumen im kleinen Cylinder}}{\text{Volumen des grossen Cylinders}}.$$

Die Reibung f ist auf den grossen Cylinder reducirt zu denken, dann ist $N_e = \frac{F^1 s^1 n}{30} \cdot \frac{p_m - f}{75\,(1 + 0{,}13)}$.

Bei Berechnung von p_m aus Indicatordiagrammen hat man die Horizontal-Abmessungen des Diagrammes des grossen Cylinders im Volumenverhältniss beider Cylinder zu vervielfachen und den mittleren Druck p_m, indem man sich die Summe der beiden Flächen des Diagrammes des Hochdruckcylinders und des vergrösserten Diagrammes des Niederdruckcylinders auf ein Rechteck reducirt denkt, das zur Grundlinie die Länge des verlängerten Diagrammes des grossen Cylinders hat, daraus zu berechnen.

Das Cylinderverhältniss $m = \frac{Fs}{F^1 s^1}$ (wenn F und s die Dimensionen des kleinen Cylinders sind) ist so zu nehmen, dass beide Kolben ungefähr gleiche Arbeitsstärken entwickeln. Dies findet statt, wenn $m = 0{,}9\sqrt{e}$ gemacht wird.

Bei den neueren Woolf'schen Maschinen ohne Balancier und den Compound-Dampfmaschinen macht man beide Hübe s und s^1 einander gleich und zwar gewöhnlich $s = s^1$ = der Summe der Durchmesser beider Cylinder. Das bei den Woolf'schen Balanciermaschinen häufig anzutreffende Volumenverhältniss 5 bis 6 ist als fehlerhaft zu bezeichnen, da hier beim Uebertritt des Dampfes aus dem kleinen Cylinder in den grossen an den sehr grossen Wandungen des letzteren eine sehr starke Abkühlung stattfindet. Zweckmässig ist es, im kleinen Cylinder Füllungen von $^1/_5$ bis höchstens $^1/_2$ zu benutzen und dem grossen Cylinder nur 2,5 bis höchstens 3faches Volumen des kleinen Cylinders zu geben.

Folgende von Prof. G. Schmidt berechnete Tabelle lässt die zweckmässig gewählten Verhältnisszahlen erkennen, wobei die Endspannung im grossen Cylinder 0,7 Atmosphären beträgt.

Tabelle der Cylinder- und Expansionsverhältnisse von Woolf'schen und Compound-Dampfmaschinen.

Absolute Anfangsspannung in Atmosphären	3,15	3,5	3,85	4,2	4,45	4,9	5,25	5,6
Gesammt-Expansion	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
Volumenverhältniss	1,97	2,14	2,31	2,47	2,63	2,78	2,93	3,07
Expansion im kleinen Cylinder	2,28	2,33	2,38	2,42	2,47	2,51	2,56	2,60
Expansionsverhältniss im kleinen Cylinder	0,438	0,429	0,420	0,412	0,404	0,397	0,390	0,384
Der mittlere wirksame Druck p_m bezogen auf den grossen Kolben	1,578	1,652	1,718	1,779	1,835	1,887	1,935	1,981

Mit Hilfe der Werthe der letzten Zeile p_m lässt sich also die Leistung pro Hub bestimmen $L = F^1 s^1 p_m$ und daraus die Pferdekraft wie oben.

Durchmessers = D in Mm. u. des gesammten Dampfverbrauches pro Stunde u. Pferd S in Kilogr., nach Hrabák.

40 1,49			50 1,54			60 1,58			100 1,73			125 1,81			150 1,86			180 1,96			200 2,00		
e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S	e_u	D	S
0,33	445	22	0,33	490	20	0,32	525	19	0,32	645	18	0,31	705	17	0,31	755	16,5	0,31	805	16	0,3	865	15,5
0,28	340	18	0,28	370	17	0,27	410	16	0,27	500	15	0,26	560	14,5	0,26	595	14	0,25	650	13,5	0,25	675	13
0,26	310	17,5	0,26	340	16,5	0,25	380	15	0,25	460	14	0,24	515	13,5	0,24	550	13	0,23	590	12,5	0,23	610	12
0,25	290	17	0,25	320	16	0,24	350	14	0,23	435	13	0,22	480	12,5	0,22	515	12	0,21	560	11,5	0,21	580	11
0,27	450	19	0,26	500	17	0,26	545	16	0,25	665	15	0,25	720	13,5	0,25	775	13	0,24	840	12,5	0,24	870	12
0,25	395	17	0,24	440	16	0,24	465	15	0,22	590	14	0,22	635	13	0,22	655	12,5	0,21	730	12	0,21	760	11,5
0,22	325	15,5	0,21	360	15	0,21	385	14	0,2	480	13	0,2	525	12	0,2	555	11,5	0,18	610	11	0,18	635	10,5
0,21	295	14,5	0,20	330	14	0,20	355	13	0,19	440	12	0,19	480	11,5	0,19	515	11	0,17	570	10,5	0,17	590	10

Wenn schon bei den Woolf'schen Maschinen, deren Kolben auf eine Kurbel oder auf zwei um 180° versetzte Kurbeln wirken, ein gleichmässigerer Gang als bei der gleichstarken Eincylinder-Maschine erzielt wird, da sich die Kolbendrücke während eines Hubes gleichmässiger gestalten, so ist dies noch viel mehr der Fall bei den Compound-Dampfmaschinen.

Unter **Compound**-Dampfmaschinen versteht man solche Dampfmotoren, bei denen der Dampf in zwei ungleich grossen Cylindern nacheinander expandirt, deren Kolben zum Zwecke eines möglichst gleichförmigen Ganges nacheinander in den todten Punkt eintreten und bei denen ein Zwischenreservoir vorhanden ist, welches der Dampf auf seinem Wege von einem Cylinder zum anderen passirt. Die Kurbeln sind meistens um 90° versetzt. Die Berechnung findet im allgemeinen in derselben Weise statt wie bei den Woolf'schen Maschinen.

Fig. 1031—1033 geben drei Stellungen einer verticalen Compound-Dampfmaschine im Princip, an welchen die Wirkung des Dampfes leicht erklärt werden kann. In Stellung I würde das vor dem Kolben a des kleinen (Hochdruck-) Cylinders stehende Dampfvolumen bei Abwärtsgang des Kolbens in den grossen (Niederdruck-) Cylinder überströmen müssen; da aber der Kolben b dieses Cylinders schon seinen halben Weg durchlaufen hat, so würde es unzweckmässig sein, plötzlich auf denselben den Dampf des kleinen Cylinders wirken zu lassen. Man sperrt deshalb den grossen Cylinder gerade dann ab, wenn die Ausströmung des kleinen Cylinders beginnt, und es ist dieser ausströmende Dampf so lange in dem Zwischenreservoir c (engl. receiver) aufzuhalten, bis der grosse Kolben am Ende seines Hubes angelangt ist; hier wird der Dampf zugleich mittelst einer Dampfheizvorrichtung aufs neue erhitzt.

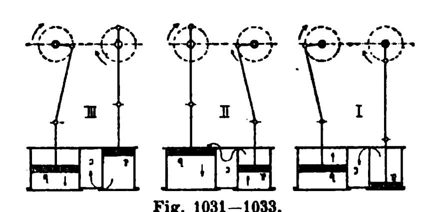


Fig. 1031—1033.

Die Stellung II zeigt den Niederdruckkolben b am Ende und der Dampf kann aus c und dem kleinen Cylinder hinter den Kolben b treten, um ihn nach oben zu bewegen. Hat dann der Kolben a, wie III angiebt, seine Endstellung erreicht, so wird wieder der Niederdruckcylinder abgesperrt und der in ihm eingeschlossene Dampf expandirt vollständig, während auf der vorderen Seite des Kolbens b das Vacuum herrscht.

Beide Cylinder werden mit Expansionssteuerung versehen, und zwar erhält der kleine Cylinder variable, vom Regulater beherrschte Expansion, während der grosse Cylinder mit einzustellender fixer Füllung arbeitet.

Das **Zwischenreservoir** (Receiver) ist meist eine erweiterte Rohrverbindung zwischen beiden Cylindern und wird bei verticalen Maschinen auch wohl dadurch gebildet, dass man den kleinen Cylinder mit einem Mantel umgiebt, sodass der Zwischenraum desselben mit dem Cylinder zur Aufnahme des Dampfes dient. In letzterer Form ist das Zwischenreservoir auch auf die Woolf'schen Maschinen übertragen worden. Sowohl bei Woolf'schen als bei Compound-Maschinen erhalten beide Cylinder (jedenfalls der grosse) direct geheizte Dampfmäntel, deren Condensationswasser mittelst einer besonderen Pumpe in den Kessel zurückbefördert wird.

Es genügt, das Volumen des Zwischenreservoirs gleich dem des kleinen Cylinders zu machen, doch wird dasselbe auch zu 0,8 bis 1 des grossen Cylinders angenommen. Die Heizfläche des Zwischenreservoirs beträgt das 1 bis 1½ fache der Innenfläche des grossen Cylinders.

Fig. 1034—1035 geben die Construction eines Zwischenreservoirs, welches bei einer stehenden Compound-Dampfmaschine angewendet ist und welches aus einem Rohr von 150 mm lichtem Durchmesser besteht, das ⊔ förmig beide Schieberkasten miteinander verbindet. Der mittlere Schenkel a dieses Rohres wird mittelst des Raumes b durch frischen Kesseldampf geheizt. Das in Fig. 1036 gezeichnete Zwischenreservoir besteht aus einem doppelwandigen Cylinder, dessen äusserer Mantel a aus Schmiedeeisen ist und zur Bildung des Heizraumes für den arbeitenden Dampf dient. Der letztere circulirt in dem inneren Gefässe in der durch die mittlere Wand b bedingten Weise. Zwei Röhren dienen zur Zuführung des Dampfes und zur Abführung des Condensationswasssers im Mantel. Der Heizmantel wird gewöhnlich noch mit einem schlechten Wärmeleiter (Filz, Holz) umgeben, ebenso die Böden desselben.

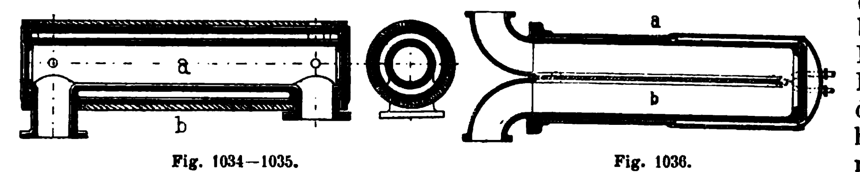


Fig. 1034—1035. Fig. 1036.

Da Compound-Maschinen theoretisch keinen Vortheil gewähren, mit denselben aber doch eine bis jetzt durch kein anderes System erreichte Oekonomie an Brennstoff erzielt ist, so können die Vortheile nur darin liegen, dass die Dampfverluste kleiner als bei einer eincylindrigen Maschine sind. Dieselben finden statt theils durch directes Ueberströmen am Kolben und Schieber, theils durch Condensation des frischen Dampfes an den Cylinderwandungen von geringerer Temperatur. Bei zwei Cylindern werden also die Druck- und Temperaturdifferenzen für jeden Cylinder geringer und dadurch auch die Dampfverluste.

Compound-Dampfmaschinen der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei in Görlitz.

No.	Kolben Durchmesser Millimeter	Kolben Hub Millimeter	Umdrehungen pro Min.	Leistung in effect. HP Normal	Leistung in effect. HP Maximum	Schwungrad-Durchmesser in Meter	Ungefähres Gesammt-Gewicht in Kilogr.	Bedienungsraum im Minimum Länge Meter	Bedienungsraum im Minimum Breite Meter	Bedienungsraum im Minimum Höhe Meter
1	200 und 365	500	90	21	41	2,20	8000	6,5	4,5	3,0
2	225 und 410	600	80	28	55	2,50	10000	7,5	4,5	3,5
3	250 und 455	600	80	35	68	2,82	12500	7,5	5,0	3,5
4	275 und 500	700	75	47	92	3,14	16000	8,5	5,0	3,5
5	300 und 545	700	75	58	113	3,45	17500	8,5	5,5	4,0
6	325 und 590	800	70	75	145	3,76	22500	9,5	6,0	4,0
7	350 und 635	800	70	89	172	4,08	26000	9,5	6,5	4,0
8	375 und 680	800	70	105	204	4,5	28500	9,5	7,0	4,5
9	400 und 730	950	65	138	268	4,7	38000	10,5	7,5	4,5
10	440 und 800	1000	65	180	350	5,0	45000	11,5	8,0	4,5
11	470 und 855	1000	65	210	408	5,0	52000	11,5	9,0	5,0
12	520 und 945	1100	60	268	520	5,5	65000	12,5	10,5	5,0
13	570 und 1030	1100	60	328	636	6,0	72000	12,5	11,0	5,0

Für die angegebenen Leistungen sind 5,5 At Ueberdruck Anfangsspannung im kleinen Cylinder vorausgesetzt und bezieht sich die Angabe der normalen Leistung auf 30% Füllung des kleinen Cylinders, die Angabe der Maximalleistung auf 70% Füllung des kleinen Cylinders. Verhältniss der Volumina des Hoch- und Niederdruckcylinders 3 : 10.

Construction des Dampfcylinders. In Fig. 1037 ist ein normaler Dampfcylinder dargestellt. Die Wandstärke des Cylinders δ in Millimetern ist $\delta = 20 + \frac{D}{100}$, worin D in Millimetern zu setzen ist. Englische Regel ist, D nicht unter 25 mm zu machen. Bei liegenden Cylindern kann man wegen des einseitigen Verschleisses durch den Kolben δ im Verhältniss stärker als bei einem stehenden machen. Die Flanschendicke $\delta_1 = \frac{9}{8}$ bis $\frac{4}{3}\,\delta$ und die des Deckels $= \delta$. Der Deckel greift um δ in den Cylinder hinein; die Bohrung des Cylinders beträgt an den Enden $= D + 10$ bis $D + 15$ mm, damit durch die Liderungsringe des Kolbens kein Ansatz entstehe. Der Spielraum zwischen Deckel und Kolben, wenn letzterer sich im todten Punkt befindet, beträgt an jeder Seite für kleine Maschinen 4 mm, für grosse 8 bis 10 mm. Die viereckigen Köpfe der Deckelschrauben werden einseitig eingepasst; ihr Durchmesser ist $d_1 = \delta$, sie werden in Zwischenräumen von 100 bis 150 mm voneinander, jedoch symmetrisch angeordnet. Zwischen den Flanschen bleibt am äusseren Ende eine Aussparung von 3 bis 5 mm und die gedrehten Flächen werden unter Zwischenlage von Mennige aufeinander geschraubt. Der Durchmesser der Kolbenstange ist gewöhnlich $d = \frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{7}\,D$. Die Wandstärke des Schieberkastens, Ventilgehäuses etc. nimmt man $= \frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}\,\delta$. Zum Schutze gegen Abkühlung giebt man häufig dem Cylinder einen angegossenen (30 bis 50 mm hoch) oder aufgepassten und abgedichteten Dampfmantel. Im allgemeinen genügt eine Umhüllung mit schlechten Wärmeleitern, Holz, Filz etc., auch Luftschichten, mit Holz- oder Blechverschalung. Zur vollständigen Ausrüstung des Cylinders gehören Wasserablasshähne, Schmierhahn und Knierohre zum Anbringen des Indicators.

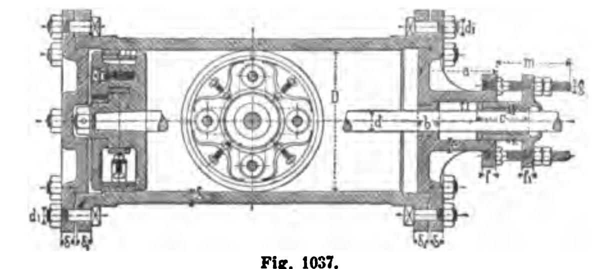


Fig. 1037.

Condensator, Luftpumpe und Speisung. Die Einspritzwassermenge bei Condensationsmaschinen beträgt 0,65 bis 0,85 cbm pro Pferdekraft und Stunde, ungefähr das 28fache der Speisewassermenge, wonach die Grösse der Kaltwasserpumpe berechnet wird; vorausgesetzt, dass das Einspritzwasser durch das Vacuum im Condensator nicht angesaugt wird, wodurch die Anlage einer Kaltwasserpumpe überflüssig wird.

Die Luftpumpe oder Warmwasserpumpe muss solche Dimensionen erhalten, dass sie pro Pferdekraft und Stunde 2,25 cbm, mit Sicherheit 4,5 cbm fördern kann. Das Volumen des Condensators nehme man mindestens gleich dem 1,5fachen Volumen der Luftpumpe, oder gleich $\frac{1}{3}$ des Dampfcylinders. Für einfachwirkende Luftpumpen ist das von ihrem Kolben durchlaufene Volumen $= \frac{1}{5}$, für doppeltwirkende $\frac{1}{10}$ vom Cylindervolumen. Wandstärke des Luftpumpencylinders 15 bis 20 mm. Dicke der Pumpenkolbenstange $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{8}$ des Kolbendurchmessers. Höhe der Hanfdichtung des Pumpenkolbens h in cm, $h = 8\left(1 + \frac{D}{100}\right)$, worin D der Pumpenkolbendurchmesser in cm.

Bei mässiger Kolbengeschwindigkeit sind die Kolbenstangen der Pumpe und des Dampfcylinders direct miteinander gekuppelt, sonach liegt bei horizontalen Maschinen die Luftpumpe hinter dem Cylinder. Man wählt dagegen bei hoher Kolbengeschwindigkeit die verticale Aufstellung der Luftpumpe und be-

treibt sie durch Winkelhebel und Lenkstange vom Kurbel- oder Kreuzkopfzapfen, oder besser vom besonderen Kreuzkopfe der nach hinten verlängerten Kolbenstange.

Die von G. Corliss angewendete stehende, einfachwirkende Luftpumpe zeigt Fig. 1038—1039. Der Antrieb des Kolbens erfolgt mit einem Winkelhebel W vom Kreuzkopfzapfen. Die Lager L für diesen Winkelhebel sind an den Luftpumpendeckel D angegossen. Die Kolbenstange K ist hohl und greift die Zugstange Z, um dieselbe möglichst lang zu erhalten, am unteren Ende an. Obere und untere Lagerschalen werden durch eine Bügelschleife angezogen. Der Kolben K sowie der ganze obere Ventileinsatzdeckel V und die hohle Kolbenstange K sind aus Bronze.

Eine doppeltwirkende Luftpumpe, die von der verlängerten Kolbenstange betrieben wird, nach der Anordnung der Gebr. Sulzer zeigen Fig. 1040—1041. Der obere Raum des Gehäuses enthält auf der einen Seite den Condensator C mit dem Einspritzrohr e und zwei Saugventilen a, auf der anderen Seite sind Ausgüsse $D\,D_1$ der Pumpe mit Druckventilen b befindlich. Bei Corliss sind Tellerventile, hier Klappenventile angewendet.

Die Condensationsoberfläche bei einem **Oberflächencondensator** beträgt $^7/_{10}$ der Kesselheizfläche. Die aus Messing gezogenen Röhren haben 15 bis 20 mm äusseren Durchmesser und 2 bis 3 m Länge. Diese Röhren werden am besten durch in Mennige getränkte Hanfzöpfe in der Rohrplatte abgedichtet. Der Dampf streicht um die Röhren, das Wasser durch dieselben.

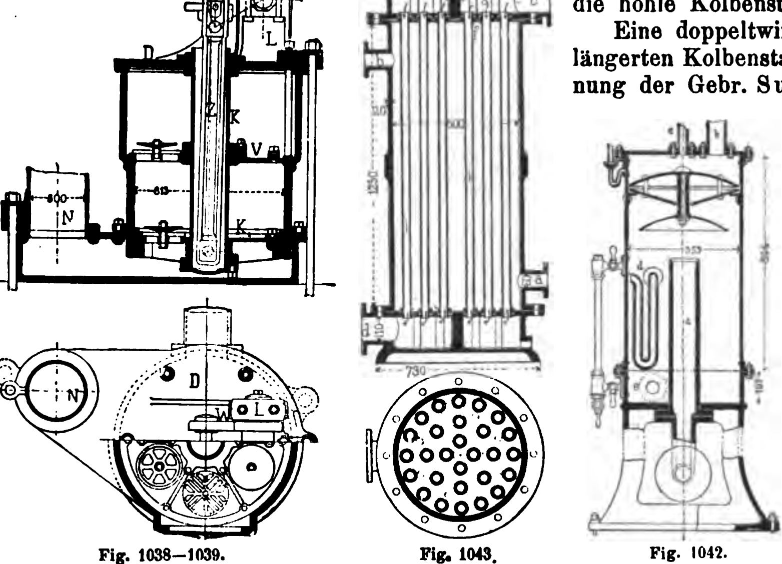


Fig. 1038—1039. Fig. 1043.

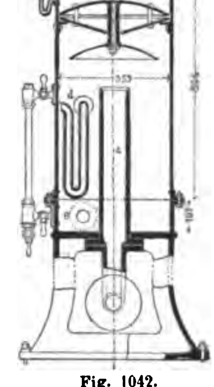


Fig. 1042.

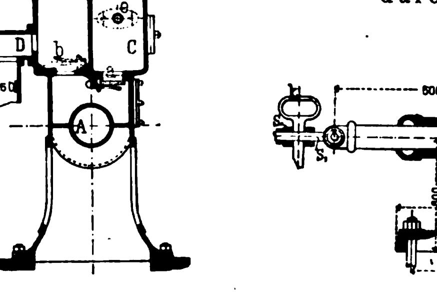
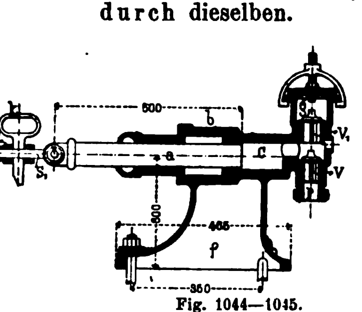


Fig. 1040—1041.



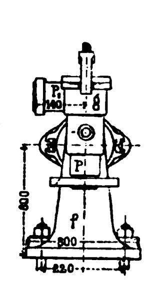


Fig. 1044—1045.

Sehr häufig findet man sogenannte unvollständige Condensatoren, die ohne Luftpumpe nur ein geringes Vacuum erzeugen sollen. In Fig. 1042 tritt bei a Dampf ein und bei b aus, während das Wasser bei c eintritt und seinen Weg über die glockenförmigen Einlagen nimmt, d ist ein Ueberfallrohr und e führt zur Speisepumpe.

In rationeller Weise wird der aus dem Cylinder abziehende Dampf zum Erhitzen des Speisewassers in einem Vorwärmer verwendet, dessen Wasserfassungsraum ca. $^1/_2$ bis 1 des stündlich erforderlichen Speisewassers beträgt. Der Vorwärmer (Fig. 1043) wird so in die Druckrohrleitung eingeschaltet, dass das von der Pumpe kommende Wasser unten bei a eintritt und oben bei b austritt. Der Abdampf strömt bei c ein, durchzieht die Röhren und entweicht bei d. Die Röhren sind durch Gummiringe abgedichtet.

Das **Speisewasserquantum** beträgt gewöhnlich pro Pferdekraft und Stunde 25 bis 30 Liter; der **Speisepumpe** giebt man solche Dimensionen, dass sie 3 mal soviel Wasser liefern kann, als nothwendig ist. Für einfachwirkende Speisepumpen gilt die Formel $\gamma_0 \frac{d^2 \pi}{4} \varphi c_1 = 2 D^2 \frac{\pi}{4} c(e+m)\gamma$,

Fig. 1046.

worin d der Durchmesser der Pumpe, D der des Cylinders; c_1 Kolbengeschwindigkeit der Pumpe; φ ihr Wirkungsgrad, gewöhnlich $= 0{,}8$; γ_0 das spec. Gewicht des Wassers $= 1000$; m siehe Tab. S. 183, γ siehe

Tab. S. 98, Bd. IV; e grösstes Expansionsverhältniss. Der Durchmesser der Pumpe, wenn man der Sicherheit wegen das 3- oder 5fache annimmt, ist $d = D\sqrt{3 \cdot \frac{2c(e+m)\gamma}{\gamma_0 \varphi c_1}}$.

Fig. 1044—1046 zeigen zwei Speisepumpen, welche direct mit der Dampfmaschine in Verbindung stehen und von derselben betrieben werden.

Fig. 1044—1045 veranschaulicht eine horizontale Aufstellung. Das Speisewasser wird durch Bewegung des Kolbens a nach links durch r und das Ventil v angesaugt und durch Bewegung des Kolbens nach rechts durch v_1 und r_1 in den Kessel gedrückt. Der Betrieb der Pumpe erfolgt von einem Excenter aus, dessen Stange s behufs Abstellung der Pumpe hohl und auf der Stange s_1 verschiebbar ist, beim Betriebe aber durch den Keil k mit letzterer verbunden werden kann.

Fig. 1046 zeigt eine ähnliche Pumpe, welche sich von der eben besprochenen nur durch den schrägliegenden Pumpencylinder und die Construction des Kolbens k unterscheidet. Auch ist hier ein Windkessel w angebracht.

2. Die Steuerungen.

a. Die Steuerungen mit continuirlicher Bewegung.

Dampfcanäle. Der Querschnitt der Dampfcanäle sei im allgemeinen so bemessen, dass die Geschwindigkeit des Dampfes in denselben nicht über 30 m in der Secunde steigt. Nach Radinger ist die Einströmfläche ab in qcm (Fig. 1048) $ab = \frac{Fc}{30}$, worin F der Cylinderquerschnitt in qcm und c die Kolbengeschwindigkeit in m pro Secunde bedeutet. Für verschiedene Kolbengeschwindigkeiten ist das Verhältniss $\frac{ab}{F}$ in folgender Tabelle ausgerechnet.

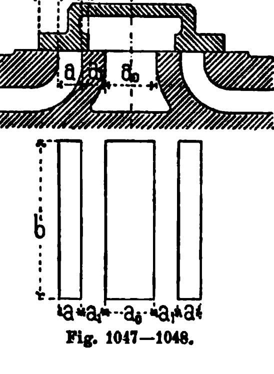


Fig. 1047—1048.

Kolbengeschwindigkeit in Metern	1,0	1,2	1,5	2	3	4	5
$\frac{ab}{F}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{7,5}$	$\frac{1}{6}$

Das Verhältniss der Höhe zur Breite der Canäle ist bei kleinen Maschinen $1/6$, bei mittleren $1/7$, bei grossen $1/7$ bis $1/10$; bei Corlissmaschinen mit sehr schmalen Canälen bis $1/18$. Je grösser b, desto kleiner kann a ausfallen, woraus wieder eine kleine Excentricität folgt.

Der einfache Muschelschieber wird nur da angewendet, wo grösste Einfachheit der Construction in erster Linie zur Bedingung gemacht wird und wo eine starke Expansion nicht erfordert wird. Durch Vergrösserung der Ueberdeckung e und des Voreilungswinkels δ kann man eine gewisse Expansion erzielen, doch sollte man höchstens bis auf 75% Füllung herabgehen, um nicht zu unförmliche Schieber zu erhalten. Für einige zwischenliegende Werthe sind die Verhältnisse folgende:

Füllung	$^{31}/_{32}$	$^{15}/_{16}$	$^{7}/_{8}$	$^{5}/_{6}$	$^{3}/_{4}$
Voreilungswinkel δ	10° 11'	15° 4'	20° 42'	24° 6'	30° 0'
$\frac{\text{Excentricität}}{\text{Canalhöhe}} = \frac{r}{a}$	1,214	1,333	1,546	1,689	2,000
$\frac{\text{Aeussere Ueberdeckung}}{\text{Canalhöhe}} = \frac{e}{a}$	0,214	0,333	0,546	0,689	1,000

Hierbei braucht die Grösse a nicht gleich der wirklichen Grösse der Canalhöhe zu sein, sondern nur gleich der Oeffnung, welche für die Einströmung nothwendig ist.

Bei der Anordnung der Ausströmung ist darauf zu achten, dass beim grössten Ausschube des Schiebers der mittlere Canal noch gerade bis auf die Weite des Eintrittscanales geöffnet bleibt; man macht also $a_0 = a + r + i - a_1$. Die Stegbreite $a_1 = 0{,}5\,a + 10$ mm. Um mit dem einfachen Muschelschieber variable Expansion zu erzielen, wird ein auf der Welle verstellbares Excenter angewendet.

Mit Hilfe des Zeuner'schen **Schieberdiagrammes** kann man am leichtesten und schnellsten die Beziehungen zwischen den Kurbelstellungen und der Dampfvertheilung aufsuchen. Es bezeichne in Fig. 1049 xx die Schieberschubrichtung; δ den Voreilungswinkel, d. i. die Ausweichung von der Normalen yy zu xx, wenn der Kolben im todten Punkt steht.

Man schlägt mit den Ueberdeckungen $e = OA$ und $i = OB$ und der Canalbreite $a = AA_1 = BB_1$ als Radien Kreise, macht $OM =$ der halben Excentricität und schlägt mit derselben einen Kreis um M,

den Schieberkreis. Beschreibt man noch um O einen beliebig reducirten Kurbelkreis, so giebt die Strecke irgend eines in diesem Kreise gezogenen Radius (Kurbelstellung), welcher innerhalb des Schieberkreises fällt, die Ausweichung des Schiebers aus seiner Mittelstellung bei dieser Kurbelstellung an. Im oberen Theile des Diagrammes wurde die Fläche schraffirt, welche den freien Oeffnungen der Einströmung, im unteren die, welche denen der Ausströmung entspricht. Demach giebt für irgendeinen Drehwinkel ω der Kurbel (die Diagrammkurbel bewegt sich in der Richtung des Pfeiles) vom todten Punkte aus, EF die lineare Eröffnung des Canales der Dampfseite und JK die des Canales der Auspuffseite an. Die 4 Hauptstellungen des Schiebers sind bei 1. Beginn der Expansion; 2. Beginn der Compression; 3. Beginn des Austrittes; 4. Beginn des Eintrittes, für einen Kolbenschub in Fig. 1049 gezeichnet; dagegen im Kolbendiagramm (Fig. 1050) für Hin- und Rückgang angegeben.

Fig. 1049—1050.

Beim Entwurf einer Steuerung dürfte folgende Construction zu empfehlen sein. Gegeben sind: das Expansionverhältniss, die Excentricität r und das lineare Voreilen v (Fig. 1051). Man beschreibt mit r einen Kreis ACB, zeichnet die Kurbelstellung OD, bei welcher die Expansion beginnen soll und zieht AD. Macht man $DF = v$ und halbirt AF, so ist $AG = e =$ der äusseren Deckung. Indem man auf der Axe AB die Strecke $OH = DG = e + v$ macht, in H eine Senkrechte errichtet bis zum Schnitt J mit dem Kreise ACB, so schliesst der Radius OJ den Voreilungswinkel δ ein, mithin ist die Lage des Schieberkreises gefunden und man kann das Diagramm vervollständigen.

Man wählt passend für den einfachen Schieber den Voreilungswinkel zwischen 10 und 30°; die Excentricität $r = \frac{4}{3} a$ oder 50 bis 80 mm, äussere Deckung $e = \frac{1}{4} r$; innere Deckung $i = \frac{1}{20} r$ oder 0 bis 2 mm; äusseres lineares Voreilen $\frac{1}{10} r$ oder 2 bis 6 mm bis zu $\frac{1}{4} a$, grössere Werthe bei hoher Kolbengeschwindigkeit (Locomotiven). Soll der Schieber für volle Füllung arbeiten oder als Vertheilungsschieber für eine Doppelschiebersteuerung, so ist $r = 1{,}26 a$; $i = 0{,}05 r$; $\delta = 18°$; $e = 0{,}208 r$.

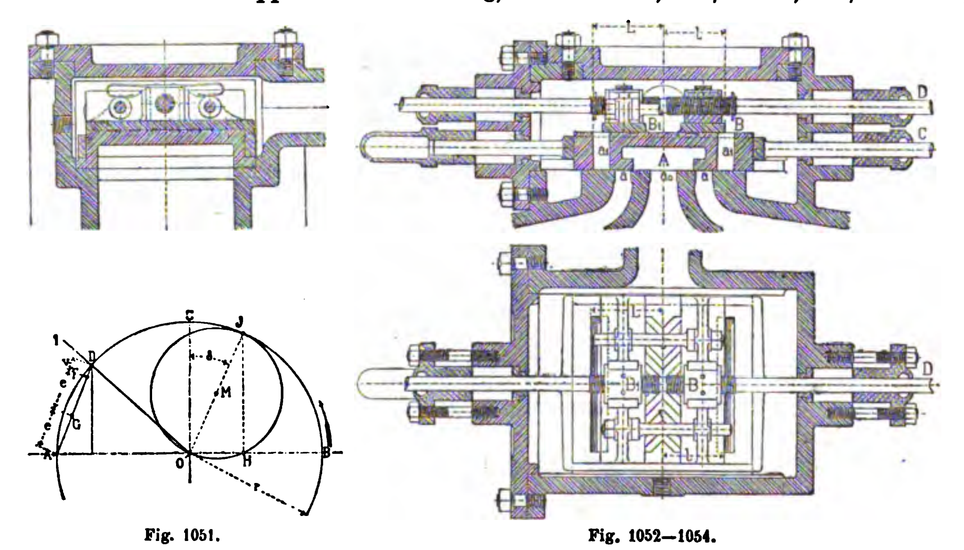


Fig. 1051. Fig. 1052—1054.

Die Meyer'sche Steuerung. Eine günstige Ausnutzung des Dampfes wird erzielt, wenn derselbe schon während der ersten Hälfte des Hubes abgesperrt wird, was man durch einen besonderen Expansionsschieber erreicht. Ordnet man denselben noch zweitheilig an, zum Verschieben der Platten, so erhält man eine variable Expansionssteuerung. Fig. 1052—1054 zeigen die gebräuchlichste Anordnung von J. J. Meyer. A ist der Muschel- oder Vertheilungsschieber, der von der Schieberstange C bewegt wird. BB_1 sind die Platten des Expansionsschiebers, welche an der Bewegung der mit links- und rechtsgängigem Gewinde versehenen Stange D theilnehmen. Durch Drehung der Stange D verschieben sich die Platten, und zwar dauert die Periode der Dampfeinströmung länger bei mehr zusammengeschobenen Platten und umgekehrt. Diese Steuerung gestattet die grösste Füllung, wobei der Vertheilungsschieber den Dampf absperrt, und auch die kleinste oder Null-Füllung. In Fig. 1052—1054 sind beide Schieber auf Mitte gestellt, also gelöst vom Excenter.

Sind die Grössen δ und r des Grundschieberexcenters und $\delta_1 r_1$ des Expansionsexcenters gegeben, so ergiebt sich aus der Construction des Parallelogrammes $O D_1 D D_0$ über diesen Excentricitäten OD und OD_1 die Grösse und Richtung OD_0 des relativen Schieberkreises III; die Sehnen dieses Kreises vom Punkte O aus gemessen geben dann die Entfernung beider Schiebermittel voneinander an

(Fig. 1055). **Man macht gewöhnlich** $r_1 \geqq r$ und $\delta_1 = 60$ bis 90^0; letzterer Werth ist immer bei Umsteuerungsmaschinen zu wählen. Um nun für einen bestimmten Stand der Expansionsplatten die Kurbelstellung zu finden, bei welcher die Expansion beginnt, hat man mit dem Werth s der bezeichneten Grössen $L - l = s$ einen Kreis um den Mittelpunkt O des Diagrammes zu zeichnen; der Schnittpunkt i_4 dieses mit dem Schieberkreise III giebt den Beginn der Absperrung an, was bei der Kolbenstellung 0,4 geschieht. Die wahre Grösse, um welche die Platten aus ihrer Mittelstellung verschoben werden, ist für diesen Fall in der Fig. 1055 durch x bezeichnet. Der Werth von s kann auch negativ werden, d. h. l wird grösser als L, für diese Fälle sind die Kurbelstellungen durch die Schnittpunkte i_1, i_2 markirt, wobei also kleine Füllungen eintreten. Je grösser aber das positive s wird, d. h. je näher die Platten zusammengeschoben werden, desto grössere Füllungen giebt es. Im Diagramm sind noch die Schnittpunkte i_3 bis i_8 markirt und für letzteren Fall noch durch die Schraffur die Weite $a_1 = EG$ der Einströmungsöffnungen im Grundschieber angedeutet. Für die grösste Füllung ist es zweckmässig die Richtung $O\,D_0$ mit der Kurbelstellung 1 zusammenfallen zu lassen, bei welcher auch der Grundschieber den Canal absperrt.

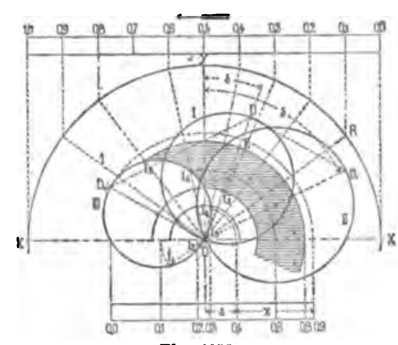


Fig. 1055.

Rider-Steuerung. Unter den vielen Constructionen, die den Regulator auf die Verschiebung der Meyer'schen Expansionsplatten wirken lassen, ist die Steuerung des Amerikaners Rider die gebräuchlichste. Die Grundidee dieser Steuerung ist dieselbe wie bei der Meyer'schen Steuerung und liegt das Eigenthümliche in der Art der Expansionsplatten, welche zu einer einzigen von Trapezform vereinigt sind, deren parallele Seiten parallel liegen zur Längenaxe des Schiebers. Die Gleitfläche des Expansions-Trapezschiebers B bildet eine Cylinderfläche, deren Axe in der Expansionsschieberstange $b\,b$ liegt. Die Veränderung der Expansion wird erzielt durch Drehung des Expansionsschiebers, wodurch die Kantenentfernungen variabel sind. Aus den Fig. 1056 — 1060 ist der Verlauf der Durchlasscanäle $a\,a$ im Vertheilungsschieber A ersichtlich, die hier als Schraubenlinien erscheinen, sowie der Expansionsschieber B, dessen Seitenkanten in einem spitzen Winkel von 80^0 zusammenlaufen, wie die Abwickelung erkennen lässt.

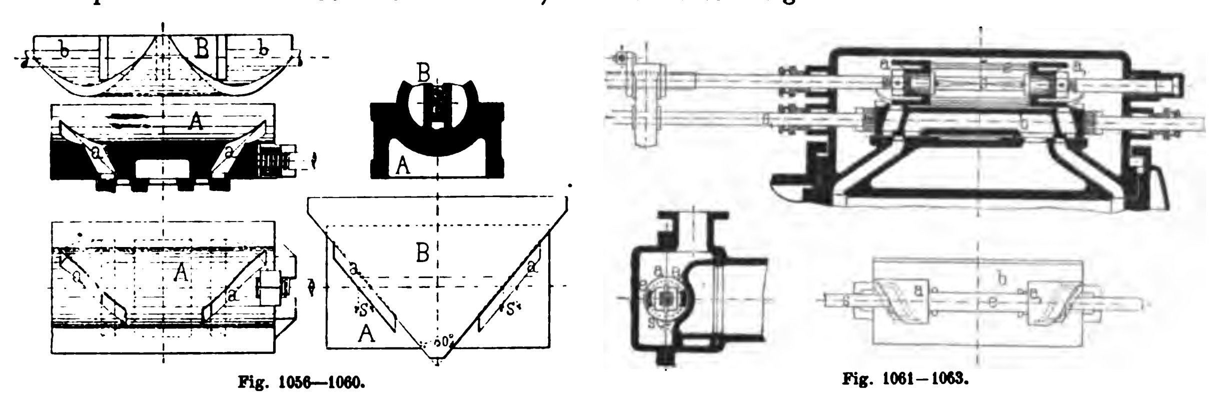


Fig. 1056—1060. Fig. 1061—1063.

Die Schieberstange b ist, um den Schieber mitzunehmen, flach, mit Leisten versehen und genau zwischen den Lappen des Schiebers eingepasst. Die Drehbewegung der Expansionsschieberstange, welche bis gegen 90^0 für alle Füllungsgrade reicht, kann leicht durch den Regulator bewerkstelligt werden, dessen Hängestange direct einen über die Schieberstange geschobenen Hebel erfasst. Um die hin- und hergehende Bewegung der ersteren zu gestatten, ist der Hebel nur vierkantig oder mit einem Laufkeil auf diese gesteckt und durch zwei Bunde an der Nabe vor Verschiebung geschützt.

Fig. 1061—1063 veranschaulichen die Rider-Steuerung nach einer Ausführung von G. Sigl in Wien. Der Expansionsschieber besteht hier, um die Dampfcanäle zu verkürzen, aus zwei durch Rippen e verbundenen Theilen $a\,a$, deren Arbeitskanten wie die Durchlasscanäle des Grundschiebers b unter einem spitzen Winkel zusammenlaufen. Der Regulator greift an der Expansionsschieberstange s an.

Die Schleppschiebersteuerung von Farcot, welche Fig. 1064 — 1065 veranschaulichen, bedarf keines besonderen Expansionsexcenters. Es ist A der Vertheilungsschieber. Der Expansionsschieber besteht aus zwei gegitterten Platten B und B_1, welche vom Vertheilungsschieber mitgenommen werden. Soll der Dampf abgesperrt werden, so stösst ein Vorsprung der Platte gegen einen verstellbaren Daumen C, wodurch die Bewegung der Platte aufgehalten wird, während der Vertheilungsschieber seinen Weg fortsetzt. Bei der in Fig. 1064 angegebenen Bewegungsrichtung des Schiebers A stösst die Platte B_1 gegen den Daumen C, wodurch die Canäle e_1 geschlossen werden. Gleichzeitig trifft das Horn F der Platte B gegen

einen Anschlag im Schieberkasten, um die Canäle e zu öffnen, damit der Dampf zu Beginn des nächsten Kolben-Hubes frei durchströmen kann. Diese Steuerung lässt eine variable Füllung von Null bis nahezu ein Halb zu.

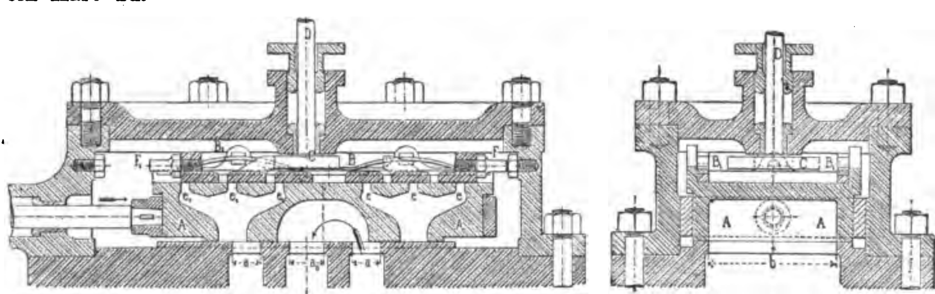


Fig. 1064—1065.

Die Form des Daumens (Fig. 1067) lässt sich dem Schieberdiagramm (Fig. 1066) entnehmen. Bei der Kurbelstellung OD ist die Grenze der variablen Füllung, dieser entspricht die kleinste Abmessung a des Daumens; dieselbe wird um die Strecke x vergrössert, wenn Expansion bei der Kurbelstellung OR_1 (0,1 Füllung) eintreten soll, und so fort. Die Curve des Daumens bestimmt sich dann nach der gewählten Grösse des Ausschlagwinkels des Daumens.

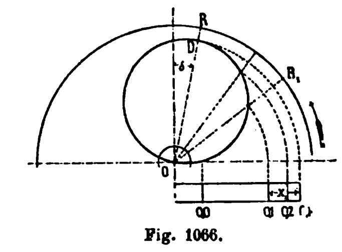


Fig. 1066.

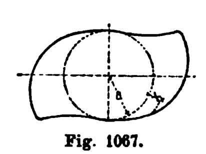


Fig. 1067.

b. Die Umsteuerungsvorrichtungen.

Eine Dampfmaschine, welche ihre Umdrehungsrichtung ändern muss, bedarf einer Umsteuerung, d. h. eines Mechanismus, welcher den Schieber so steuert, dass augenblicklich die Dampfvertheilung geändert wird. Dabei ist gewöhnlich die Bewegung des Schiebers von zwei Excentern abhängig gemacht, von denen jedes mit einem Voreilungswinkel den beiden Drehrichtungen entsprechend auf der Welle aufgekeilt ist.

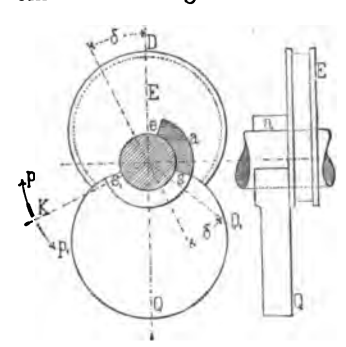


Fig. 1068—1069.

Man braucht jedoch nicht immer zwei Excenter. Sehr häufig findet man z. B. ein loses Excenter angewendet, das von einer auf der Welle sitzenden Knagge a mitgenommen wird. Fig. 1068—1069 zeigen diese Anordnung. Dreht sich die Kurbel K in der Richtung des Pfeiles p, so wird das lose Excenter E, welches zum Zweck der Ausbalancirung mit einem Gegengewicht Q verbunden ist, von der Knagge a bei s in derselben Drehrichtung bewegt. Zum Zwecke der Umsteuerung muss das Excenter aus seiner Stellung D nach D_1 bewegt, also um den Winkel $180^0 - 2\delta$ gedreht werden, und zwar in derselben Richtung, wie vorher die Maschine lief, bis der Anschlag s_1 die andere Seite e der Knagge berührt. Bei kleineren Maschinen dreht man das Excenter mit der Hand, während bei grossen Maschinen die Excenterstange ausgehakt und der Schieber von Hand bewegt wird, sodass die Kurbel sich in der Richtung des Pfeiles p_1 dreht, wobei ebenfalls die Flächen s_1 und e aufeinander treffen.

Die bei weitem üblichsten Umsteuerungen sind jedoch die oben erwähnten, mit zwei Excentern versehenen sog. Coulissensteuerungen.

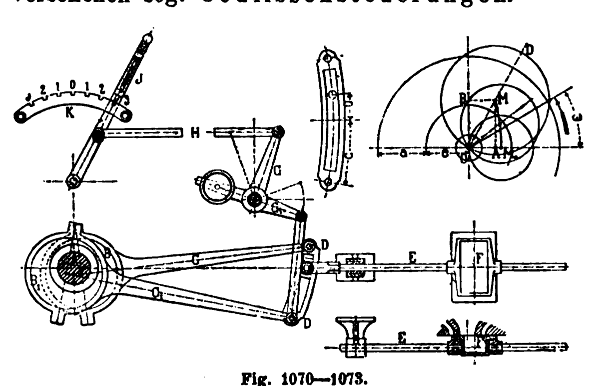


Fig. 1070—1073.

Die **Coulissensteuerung von Stephenson** steht allen voran und wird durch Fig. 1070—1073 veranschaulicht. Die Excenterstangen C und C_1 sind an ihren Enden durch Scharniere mit der Coulisse DD verbunden, welche nach einem Kreisbogen, dessen Radius gleich der Länge l der Excenterstange ist, gekrümmt ist. In dieser Coulisse befindet sich der mit der Schieberstange E scharnierartig verbundene Stein. Die Coulisse ist an einer Lenkstange aufgehängt und kann mittelst des Winkelhebels GG_1, der Stange H und des Handhebels J gehoben oder gesenkt werden. Jeder Punkt der Coulisse kann als Führungspunkt der Schieberstange dienen; der mittlere Punkt, wobei der Handhebel J in dem Bogen K auf 0 eingestellt wird, entspricht dem Stillstand der Maschine. Je nachdem aber die Coulisse so verschoben wird, dass der Schieber mehr von dem einen oder anderen Excenter bewegt wird, läuft auch die Maschine in dem Sinne um, wie jenes Excenter zur Kurbel

aufgekeilt ist. An den Endstellungen der Coulisse findet grösste Dampffüllung statt, während bei den Zwischenpunkten stärkere Expansion eintritt.

Es bezeichne c die halbe Länge der Coulisse und u die Entfernung des Schieberstangenangriffspunktes von Mitte Coulisse; u ist variabel. Für einen bestimmten Expansionsgrad lässt sich der Schieberkreis zeichnen nach den Mittelpunktscoordinaten: $OA = \frac{r}{2}\left(\sin\delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right)$ und $OB = \frac{ru}{2c}\cos\delta$, wobei das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Excenterstangen gilt, was man erkennt, wenn beide Excentricitäten nach der Coulisse hingerichtet sind. In der Abbildung sind demnach offene Stangen vorhanden. Berechnet man den Schieberkreis für die grösste Coulissenausschiebung, wobei u den grössten Werth annimmt, und für den Stillstand der Maschine, wobei $u = 0$ wird, und verbindet beide Mittelpunkte der Schieberkreise M und M_0 näherungsweise durch einen Kreisbogen — diese Curve wird Centralcurve genannt — so liegen auf demselben die Mittelpunkte der Schieberkreise bei variablem u. Dieser Kreisbogen ist bei offenen Stangen gegen O concav und convex bei gekreuzten.

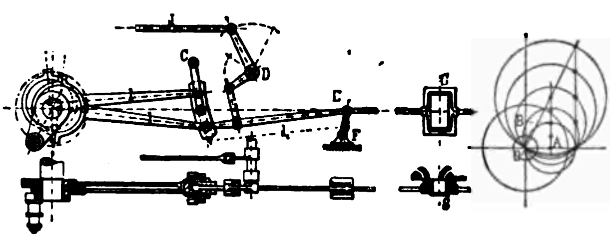


Fig. 1074—1076.

Coulissensteuerung von Gooch. Bei dieser Steuerung, Fig. 1074—1076, wird nicht die Coulisse, sondern eine Lenkstange in derselben verschoben, welche am anderen Ende mit der Schieberstange verbunden ist. Die Coulisse selbst ist nur an einer Schwinge aufgehängt. Die Centralcurve ist hier eine Gerade und die Coordinaten des Schiebermittelpunktkreises sind $OA = \frac{r}{2}\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right)$ und $OB = \frac{ur}{2c}\left(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right)$, wo die oberen Zeichen für offene Stangen gelten. Es ist wieder l die Länge der Excenterstange, c die Länge der halben Coulisse und u der veränderliche Abstand des Gleitbackens vom todten Punkt. Die Coulisse hat die Länge l_1 der Schieberlenkstange als Krümmungsradius mit dem Mittelpunkte gegen den Schieber zu. Allen Expansionsgraden entspricht gleiches lineares Voreilen.

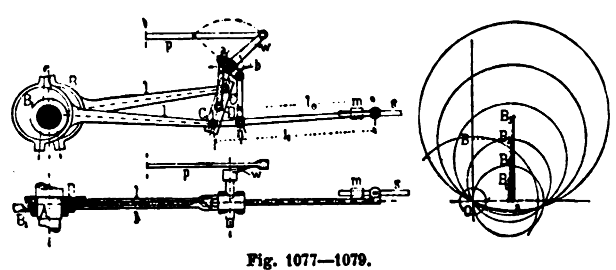


Fig. 1077—1079.

Coulissensteuerung von Allan-Trick, Fig. 1077—1079. Die Coulisse ist gerade, und werden hier sowohl Coulisse wie Lenkstange verschoben. Ausser den früheren Bezeichnungen nennt man l_1 die ganze Länge der Schieberlenkstange, l_0 die Länge derselben vom Schieberstangen-Angriffspunkt bis zu dem der Hängestange, a den Hebelarm des doppelarmigen Reversirhebels für die Coulissenbewegung und b den Hebelarm für die Bewegung der Schieberstange. Es muss dann folgende Gleichung erfüllt sein: $\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right)$. Die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes sind: $OA = \frac{r}{2}\left(\sin\delta \pm \frac{nc^2 - u^2}{n\,c\,l}\cos\delta\right)$ und $OB = \frac{ru}{2c}\left(\cos\delta \mp \frac{c(n-1)}{nl}\sin\delta\right)$, dabei ist $1 + \frac{l_1}{l_0}\cdot\frac{b}{a} = n$ gesetzt. Die oberen Zeichen gelten für offene, die unteren für gekreuzte Stangen.

Die Centralcurve ist wie bei der Stephenson'schen Coulissensteuerung eine Parabel, die ebenfalls dem Punkte O bei offenen Stangen ihre concave Seite, bei gekreuzten Stangen (wie im vorliegenden Falle) ihre convexe Seite zukehrt, jedoch in beiden Fällen verschiedene Parameter hat.

c. Präcisionssteuerungen.

Die Präcisions-Steuerungen werden namentlich bei grösseren Dampfmaschinen angewendet, wo ein ökonomischer Betrieb erwünscht ist. Durch Anordnung von vier getrennten Dampfvertheilungsorganen (Hähne, Schieber, Ventile) werden die schädlichen Räume klein. Die Expansion wird selbstthätig durch den Regulator während des Ganges verändert; der Dampfabschluss erfolgt nahezu momentan. Kein Dampfdrosseln findet statt; das lineare Voreilen ist constant. Das Condensirwasser im Cylinder entweicht durch die Ausströmungscanäle. Werden, wie bei den Corliss-Steuerungen, sämmtliche 4 Hähne von einem Excenter bewegt, so sind die Expansionsgrade nur zwischen 0,0 bis ca. 0,4 des Hubes variabel, sonst ist nur noch Voll-Füllung möglich. Die äussere Steuerung mit dem Auslösemechanismus wird in vielfachen Varianten, meistens durch Patent geschützt, ausgeführt.

Corlissteuerung von 1851. Diese vielfach angewendete Steuerung ist in Fig. 1080 nach den Ausführungen von O. H. Müller in Pest abgebildet. Die von der Excenterstange bei *B* angetriebene Steuerscheibe *A* bewegt durch die Stangen *EE* fortwährend die Auslasshahnhebel *FF*. Die Verbindung der Einströmhahnhebel *GG* mit der Steuerscheibe ist auslösbar; die Stange *H* trägt an ihrem Ende eine Feder *J*, welche stets den Nocken des Hebels *G* umfasst und beim Hubwechsel der Steuerscheibe diesen hinter einen Vorsprung der Stange *H* drückt. Dann erfolgt die Bewegung des Hahnes durch die Steuerscheibe, wobei die Stange *H* sich nach aufwärts bewegt, bis schliesslich ein Riegel *K* gegen das Keilstück *L* stösst. Hierdurch wird die Verbindung des Hebels *G* und der Stange *H* entgegen der Federwirkung gelöst und das an dem Hebel *M* wirkende Gewicht *P* oder eine comprimirte Feder schiebt momentan diesen Hahn in seine geschlossene Stellung zurück. Ein Stoss wird durch das sich unter dem Gewichte *P* bildende Luftkissen abgefangen. Je nach der Stellung des Keilstückes, welches mit der Regulatormanschette in Verbindung steht, erfolgt die Auslösung, d. h. die Expansion, früher oder später.

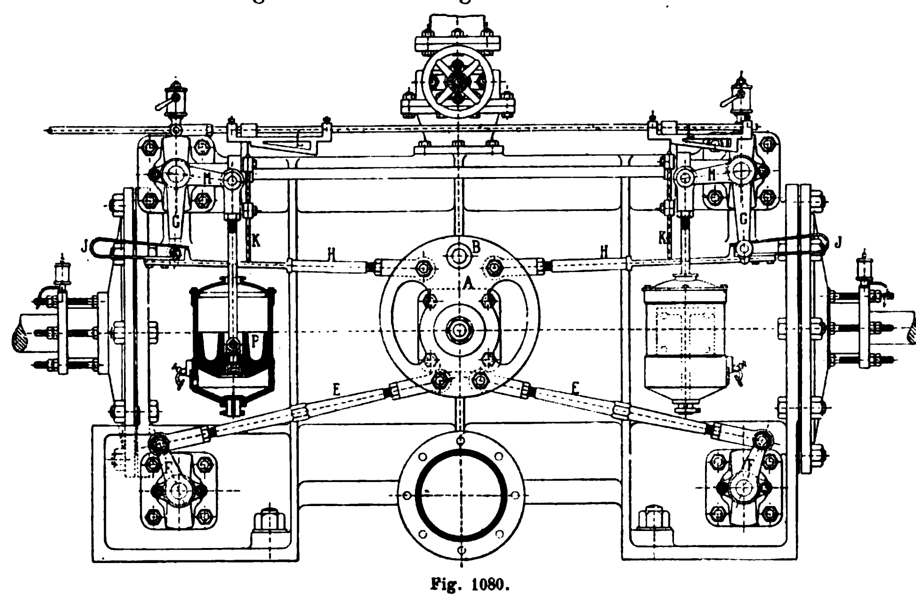


Fig. 1080.

Die Corliss-Steuerung von 1867, sowie auch die gebräuchlichste Anordnung des Cylinders mit den Hahngehäusen zeigen Fig. 1081—1082. XX_1 sind die Einlass-, YY_1 die Auslasshähne. Die Steuerscheibe *A* liegt seitwärts vom Cylinder. Jeder Einlasshahn steht mittelst der Stange *E*, welche zugleich den Luftbuffer *O* trägt, der Klinke *F*, des verticalen Hebels *G* und der Stange *H* mit der Steuerscheibe in Verbindung. Bei der Bewegung der Klinke *F* gegen den Cylinder hin erfolgt Dampfeinströmung. Währenddessen trifft aber das Horn der Klinke gegen den verschieden hoch gehaltenen Regulator-Anschlag *K*. Das Horn wird herabgedrückt und die Verbindung der Stange *E* mit der Klinke *F* aufgehoben. Die freie Wirkung von Blattfedern *L* am Rücken des Hebels zieht die Stange *E*, mithin den Hahn, in seine geschlossene Stellung zurück.

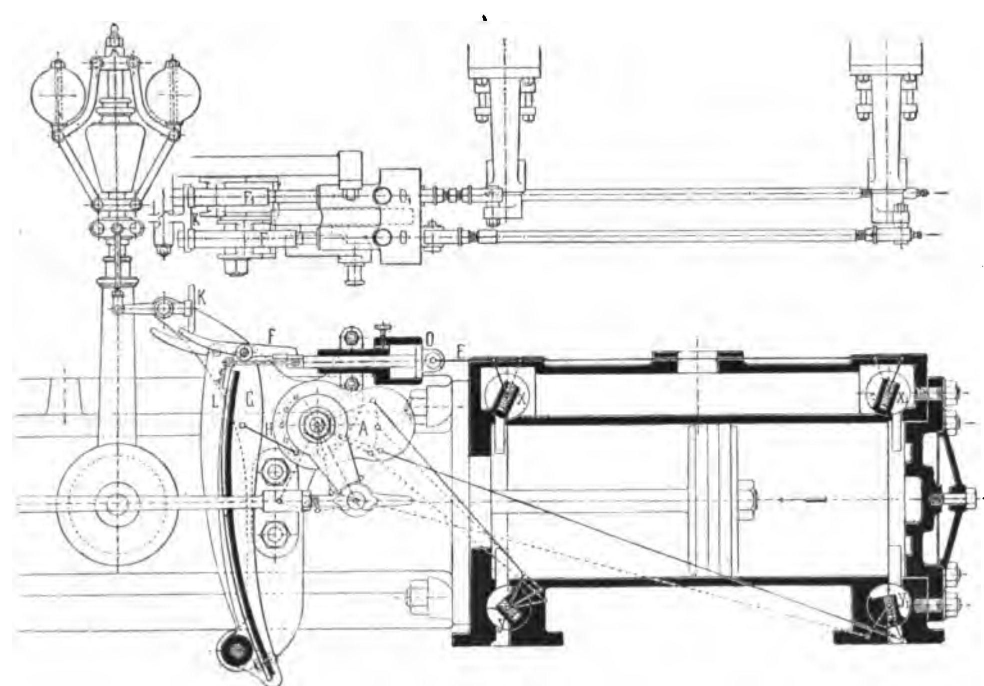
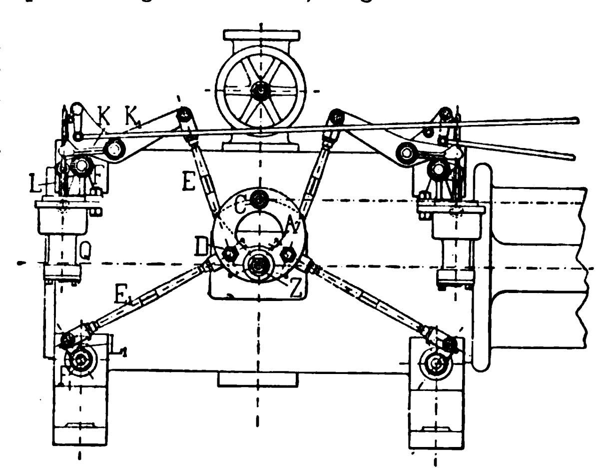


Fig. 1081—1082.

Die neueste Corliss-Steuerung, welche seit 1875 von H. Corliss in Providence bei allen von ihm gebauten Dampfmaschinen angewendet wird, ist durch die Fig. 1083—1087 erläutert. Die Steuerscheibe A, welche von der Excenterstange B an dem Zapfen C angetrieben wird, trägt in der Nähe des Drehpunktes die beiden Zapfen $D D_1$, welche dicht an der Scheibe die Stangen $E_1 E_1$ für die Auslasshähne und hinter diesen die Stangen $E E$ für die Einlasshähne aufnehmen. Die Zugstangen $E_1 E_1$ für die Auslasshähne stehen wie früher direct mit den Hahnhebeln L in Verbindung, während die Zugstangen $E E$ für die Einlasshähne nicht, wie sonst, mit den Hahnhebeln direct in Verbindung stehen, sondern durch Vermittelung verschiedener Zwischenstücke. Der Träger T der Hahnspindel trägt ein dreieckiges Gestellstück zur Aufnahme mehrerer Zapfen, sowie einen Luftcylinder Q mit Differentialkolben Q_1, dessen unterer Theil bei der Bewegung aufwärts hinter sich ein Vacuum erzeugt, während in dem oberen Theile des Cylinders durch $q q$ Luft eintreten kann. Dadurch dient der obere Theil beim Niedergang als Luftbuffer, während durch das im unteren Theile befindliche Vacuum ein rascher Niedergang des Kolbens gesichert wird.



Der Kolben Q ist zunächst durch eine Zugstange e und einen Zapfen r mit dem Hahnhebel L in Verbindung; ferner ragt von demselben Zapfen r aus eine Flachschiene S in die Höhe, welche eine Stahlnase o trägt, die mit dem Messer n des Doppelhebels $K K_1$ correspondirt. Eine leichte Feder s drückt die Stahlschiene gegen den Hebel und sichert das Eingreifen des Messers n unter die Nase o. Die schwingende Bewegung der Steuerscheibe A überträgt sich durch die Zugstange E auf den Doppelhebel $K K_1$ und von diesem auf die Stahlschiene S und somit durch e auf den Hahnhebel L.

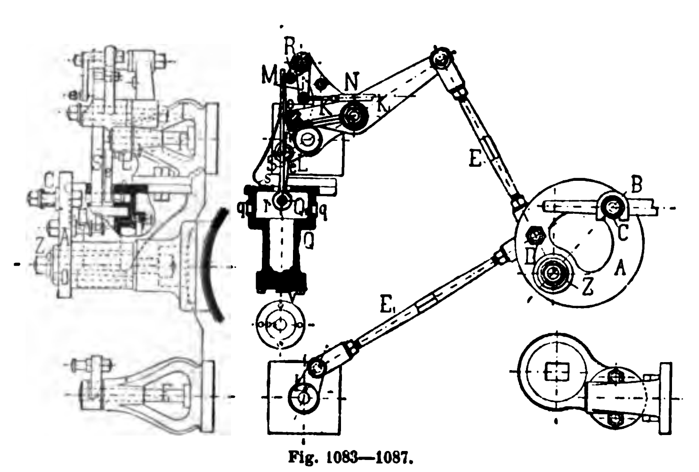


Fig. 1083—1087.

Die Einwirkung des Regulators findet in folgender Weise statt: Die vom Regulator kommende Stange N bewegt einen kleinen Doppelhebel $R M$, dessen kürzerer Arm R mit einer Stahlrolle armirt ist, an welcher das obere keilförmige Ende der Stahlschiene S vorbeischleift. Die Nase o bewegt sich bei ihrem Aufgange von rechts nach links; sie kann daher leicht von dem Messer abgedrängt werden, wenn sie während des Aufganges auf einen Widerstand trifft. Dieser Widerstand wird durch die Rolle an R gebildet, welche, durch den Regulator gestellt, die Schiene S früher oder später trifft und auslöst. Durch das unter dem kleinen Theile von Q_1 vorhandene Vacuum wird nun der Kolben Q_1 rasch nach abwärts gedrückt und somit der Einlasshahn geschlossen.

Ventilsteuerungen. Früher wurde die Ventilsteuerung fast nur bei Förder- und Wasserhaltungsmaschinen angewendet. Dieselbe findet aber mehr und mehr auch bei grossen Betriebsmaschinen, namentlich in dem Sulzer-Typus, Anwendung. Die vier doppelsitzigen Dampfvertheilungsventile wurden zuerst an der Seite des Cylinders angeordnet, was wegen der bequemen Bedienung der Steuerung nicht zu leugnende Vorzüge hat. Daher ist auch von einigen renommirten Fabriken diese Bauart beibehalten worden. Gebrüder Sulzer ordnen dagegen ihre Einlassventile, analog dem Corliss-Typus, oben am Cylinder an, während die Auslassventile am unteren Theile desselben angebracht sind.

Eine Ventilsteuerung ersterer Art, wie sie die Maschinenbau-Actien-Gesellschaft Nürnberg vorm. Klett & Co. baut, zeigen unsere Abbildungen Fig. 1088—1092 des Cylinders wie der Steuerungstheile. Parallel zur Maschinenaxe liegt die mittelst gleich grosser Winkelräder von der Kurbelwelle angetriebene Steuerungswelle. Mit derselben rotiren vier den Ventilen gegenüberstehende Kämme, welche das Heben und Senken derselben dadurch bewirken, dass sie je einen Winkelhebel A, dessen verticaler Arm mittelst eines Stahlstiftes (oder Rolle) den Umfang eines Kammes berührt, in Schwingung versetzen. Der horizontale Arm des Winkelhebels fasst in einem Schlitz die Ventilstange an. Da der leichte Niedergang der Ventile durch Stopfbüchsenreibung beeinträchtigt werden kann und der Dampfabschluss möglichst

schnell geschehen soll, sind Spiralfedern, die zugleich auf Bufferkolben wirken, angebracht. Eine variable Expansion wird dadurch erzielt, dass die Kämme für die Einströmung vom Regulator auf der Steuerungswelle verschoben werden können. Die Kämme *C* der Einlassventile sitzen nicht direct fest auf der Steuerungswelle, sondern auf einer diese einschliessenden Hülse, welche von dem Regulator verschoben werden kann. Diese Kämme sind demzufolge länger als die der Ausströmung und besitzen, einer variablen Expansion entsprechend, schraubenförmig abfallende Seitenflächen, während die Auflaufseite, welche das Oeffnen bewirkt, gerade parallel zur Drehachse begrenzt ist. Durch die Form dieser Kämme ist bedingt, dass bei irgend welcher Verschiebung derselben das Fortschieben des Stiftes immer zur gleichen Zeit erfolgt, d. h. dass das Einlassventil mit constantem Voreilen öffnet, dass jedoch das Zurückweichen des Stiftes zu verschiedenen Zeitpunkten stattfindet, je nach der Grösse der Verschiebung. Dies geschieht auf einfache Weise mittelst des Regulators, indem die Hülse von einem Gabelhebel *B* erfasst wird, der durch eine Hebelcombination von der Regulatormanschette seine Bewegung erhält.

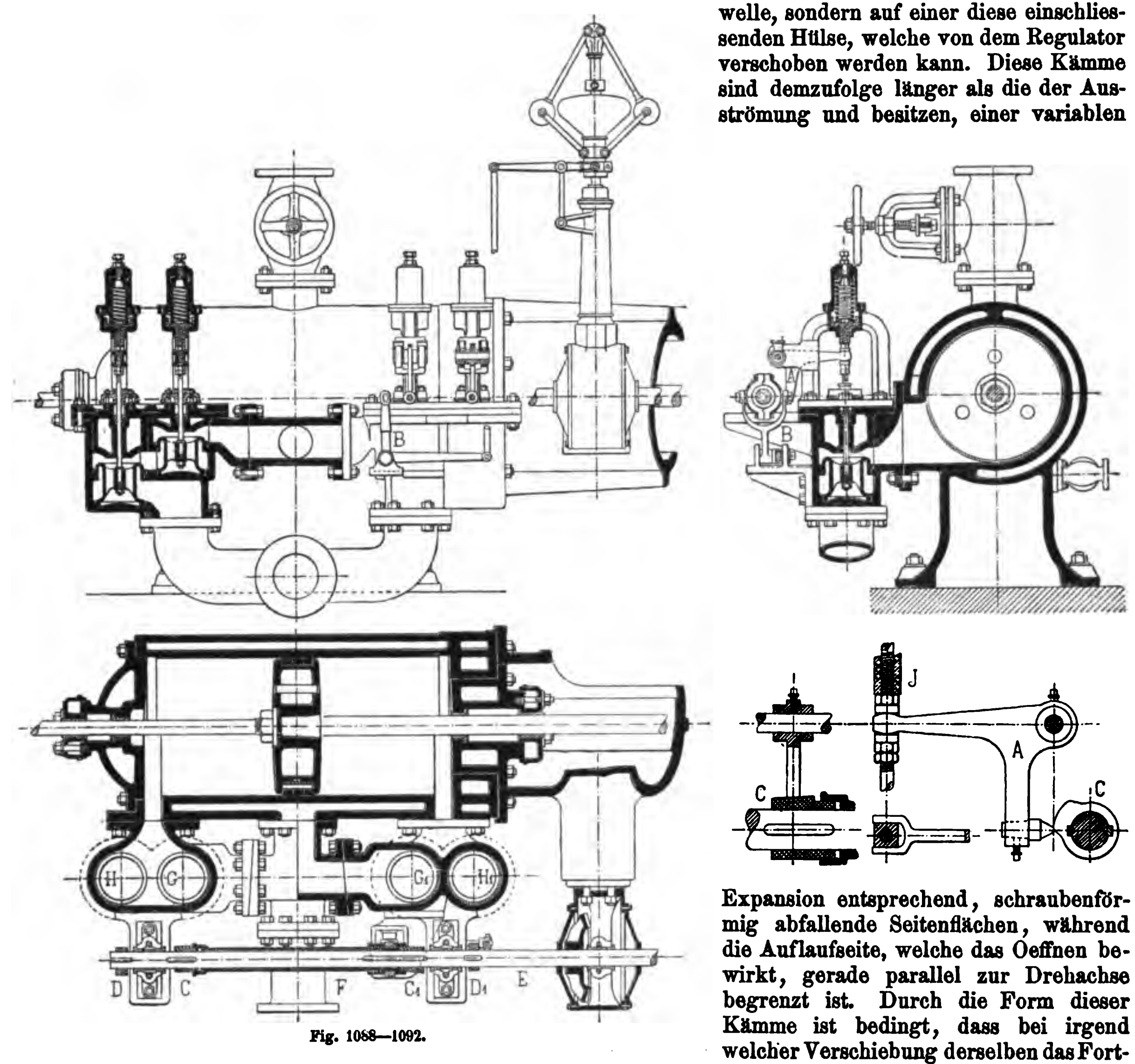


Fig. 1088—1092.

Von ganz besonderem Erfolge ist die **Ventilsteuerung von Gebr. Sulzer, Winterthur,** begleitet gewesen. Unsere Abbildungen, Fig. 1093—1094, zeigen die neueste Construction der Sulzersteuerung von 1878. Dieselbe beseitigt alle Unvollkommenheiten, welche bisher den Corlissteuerungen noch anhafteten. Sie lässt variable Füllungen von 0,0 bis 0,9 des Kolbenlaufes, sowie höhere Kolbengeschwindigkeiten zu. Die Anordnung der Ventile ist aus Fig. 1093 ersichtlich.

Das Grundprincip des äusseren Steuerungsmechanismus lässt sich mit Hilfe der schematischen Fig. 1094 erklären. Es sei *a* eine Gleitfläche an dem einen Ende eines doppelarmigen Hebels, dessen anderes Ende mit der Ventilstange verbunden ist. Ferner sei *b* ein Daumen oder „Uebertrager", welcher mit der Steuerung fest verbunden ist und sich nach bestimmten, jedoch änderbaren Curven bewegt. Der Uebertrager beschreibt abweichend von der älteren Sulzer-Steuerung herzförmige Curven, abgeleitet von zwei verschiedenen Bewegungen; die eine ist die öffnende (in der Richtung yy_1), die andere ist die verschiebende (in der

Richtung xx_1). Bei Veränderung der Expansion wird die ganze Curve verschoben und zwar bei kleiner Füllung in der Richtung von x nach x_1, bei grösserer von x_1 nach x; während sich a nach dieser Richtung nicht verschiebt.

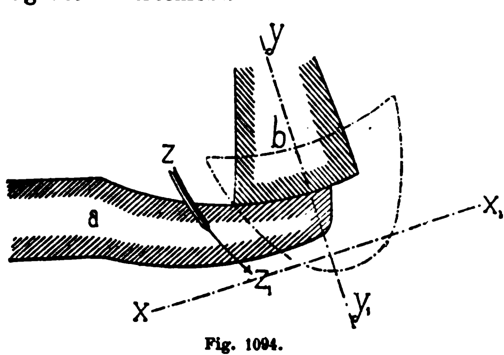


Fig. 1094.

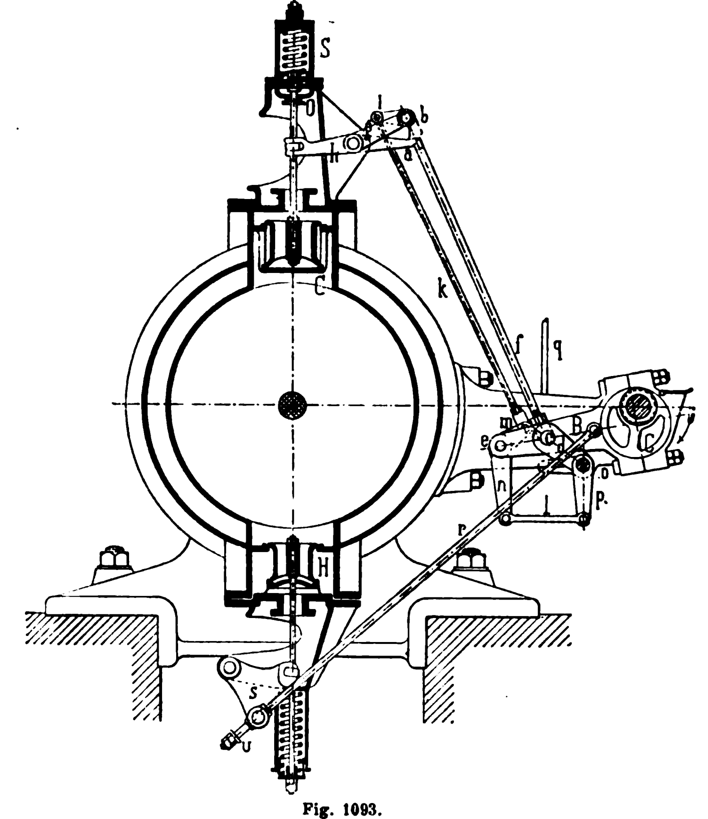


Fig. 1093.

Die Form der Curve zz_1 wird so gewählt, dass die Geschwindigkeit des Aufschlagens von b auf a nicht sehr gross wird, vielmehr der Uebertrager, ruhig aus geringer Entfernung herkommend, sich auf a legt, dann aber die Geschwindigkeit des Oeffnens sehr rasch zunimmt.

Der gesammte äussere Steuerungsmechanismus ist in Fig. 1093 dargestellt. Zur Seite der Maschinenaxe liegt die Steuerungswelle, welche im angegebenen Sinne und mit gleicher Winkelgeschwindigkeit der Kurbel rotirt. Einem Excenter C wird die Bewegung für ein Einlassventil G und ein Auslassventil H entnommen. Die kurze Excenterstange B wird von zwei Lenkschienen d im Punkte c erfasst und auf einen Kreisbogen geführt, wobei das Auge e der Excenterstange eigenthümliche Curven beschreiben wird. Der Punkt c dient zugleich als Angriffspunkt der Stange f, welche, bis zum Einlassventil hinaufreichend, an ihrem Ende den Uebertrager b aufnimmt und von zwei Lenkschienen g geführt wird. Zwischen denselben liegt der doppelarmige Ventilhebel a. Der Uebertrager b ist als Winkelhebel geformt, dessen Auge i mittelst der Stange k indirect durch den Arm m mit dem Punkt e der Excenterstange in Verbindung steht. Dieser Mechanismus bringt eine bestimmte herzförmige Curve des Uebertragers hervor und zwar bewirkt die Stange f die öffnende, die Stange k die verschiebende Bewegung. Dieser bestimmten Curve würde auch ein bestimmter Expansionsgrad entsprechen, denn es wird, wie sich schon aus Fig. 1094 schliessen lässt, b an einer Stelle von a abgleiten, wobei der nahezu momentane Niedergang des Ventils durch Spiralfedern erzielt wird und der Luftbuffer das Aufschlagen mässigt.

Um die Expansion zu ändern, welches ein Vorschieben der ganzen Curve erfordert, braucht nur der Arm m gedreht zu werden. Derselbe bildet mit dem Arm n einen Winkelhebel, der mittelst der Zugstange l und des auf der Welle o festsitzenden Hebels p von der Regulatorzugstange q verstellt werden kann. Die Auslassventile werden mittelst des Hebels s von der Stange r bewegt, dieselbe vermag bei geschlossenem Ventile ihre Bewegung fortzusetzen.

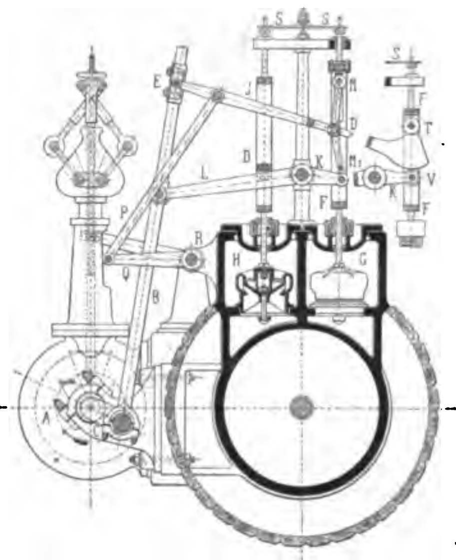


Fig. 1095—1096.

Collmann-Steuerung. Die Collmann-Steuerung wird in vielen Varianten ausgeführt, bei denen das Princip jedoch immer dasselbe ist. An jedem Cylinderende, Fig. 1095—1096, liegen die beiden Ventile, das Einlassventil G und das Auslassventil H, nebeneinander, die ihre Bewegung von einem Excenter oder einer Kurbel C der von der Kurbelwelle mit gleicher Geschwindigkeit angetriebenen Steuerungswelle A erhalten. Bei der in der Figur gezeichneten Stellung des Mechanismus befindet sich der Kolben im todten Punkt dieser Cylinderseite;

die Steuerkurbel C wird demnach im angegebenen Drehungssinn während ihres unteren halben Kreislaufes den Dampfeintritt, dagegen während ihres oberen Laufes den Dampfaustritt reguliren.

Die die Kurbel C erfassende Lenkstange B steht mit einem Winkelhebel LK in Verbindung, dessen Arm L ohne weiteres die gegabelte Spindel D des Auslassventiles H hebt und senkt, dessen Arm K aber die der Vollfüllung entsprechende Bewegung des Einlassventiles G veranlasst. Auf der Verlängerung der Lenkstange B befindet sich ein Gleitstück E, welches mittelst der Kuppelstange J mit dem Mittelgelenk D eines Kniehebels MM_1 vereinigt ist. Die Stellung des Gleitstückes E auf der Lenkstange B wird durch den Regulator bestimmt, indem derselbe die Expansionswelle R oscilliren lässt, die endlich durch Hebel Q und Stange P auf die Lage der Kuppelstange J einwirken kann. In der gegabelten Ventilspindel F befindet sich der Kniehebel MM_1, dessen Arm M_1 in dem Auge des Hebelendes K ruht, während das obere Gelenk M einen Gleitkopf hat, welcher, sobald das Ventil geschlossen, in zwei Führungen der Spindel abwärts gleitet und so die freie Beweglichkeit des Mechanismus auch nach dem Ventilschluss sichert.

Fig. 1096 zeigt einen flachen Daumen, welcher der Bewegungsart des Kniees analog ist, und von dem Gleitstück E zwischen der vertical auf- und abschwingenden Rolle V des Hebelarmes K und der an der Ventilspindel fixen Rolle T hinweggeschoben wird, wodurch eine ähnliche Wirkung entsteht wie bei dem vorher beschriebenen Kniegelenk.

Infolge dieses gezwungenen Niederganges der Ventile, welcher durch die Blattfedern S gesichert wird, kommt der Luftbuffer gänzlich in Wegfall, eine Vereinfachung, die besondere Beachtung verdient, wobei aber nicht vergessen werden darf, dass man damit auf einen möglichst schnellen Dampfabschluss von vornherein Verzicht leisten muss.

Riedinger-Steuerung. Die Steuerung von L. A. Riedinger in Augsburg, Fig. 1097—1099, besitzt ebenfalls eine zwangsläufige Bewegung und wird die Erhebung der Ventile wie auch deren Schlussgeschwindigkeit vom Steuermechanismus beherrscht. Damit ist der Wegfall der Luftbuffer ebenfalls erreicht und kann die Belastung der Ventile eine beliebige, muss aber natürlich mindestens eine die Stopfbüchsenreibung überwindende sein.

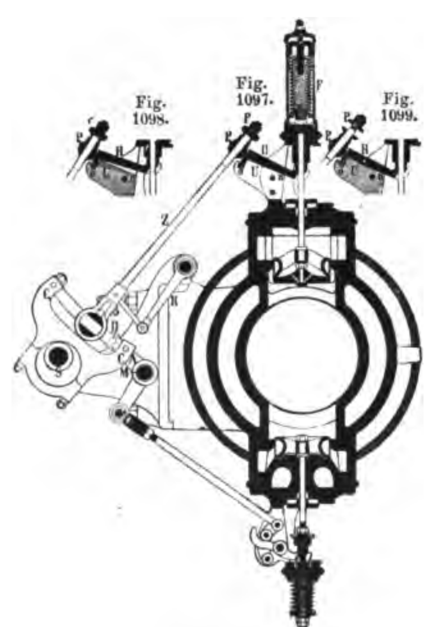
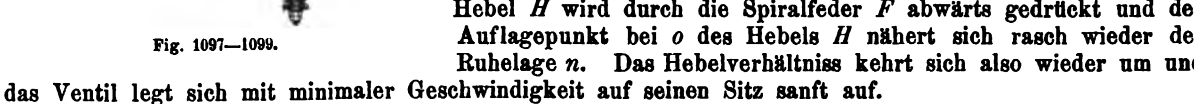


Fig. 1097—1099.

Parallel der Maschinenaxe (Fig. 1097) liegt die Steuerwelle S, auf welcher zur Bewegung je eines oberen und unteren Ventils eine Fink'sche Coulisse CC_1 angebracht ist, deren Aufhänge- und Drehpunkt D ist, als Endpunkt eines um M schwingenden Winkelhebels A. Die Bewegungen der Punkte CC_1 sind Kreisbogen um den Punkt D als Mittelpunkt, der wiederum um M schwingt. Die Zugstange Z erhält eine auf- und abwärtsgehende Bewegung in ihrer oberen Führung in dem durchbohrten, mit dem Hebel H verbundenen Gelenk P_1 und endigt in einer Platte P, die bei dem Abwärtsgang das Gelenk P_1 des Hebels H mit herabnimmt.

Der Hebel H ruht auf der festen Unterlage U im Punkte n; dieselbe ist schwach convex geformt, sodass also beim Anhub die Hebellage die in Fig. 1097 gezeichnete ist. Sofort nach Oeffnen des Ventiles rollt der Hebel rasch auf seiner Bahn zurück und findet seinen weiteren Stützpunkt in dem Zahnausschnitt o der Unterlage u (Fig. 1098). Das Hebelverhältniss kehrt sich dadurch um und die weitere Abwärtsbewegung bei P bewirkt jetzt rasches Steigen der Ventile.

Nach geschehener Ventilhebung geht nun P aufwärts, der Hebel H wird durch die Spiralfeder F abwärts gedrückt und der Auflagepunkt bei o des Hebels H nähert sich rasch wieder der Ruhelage n. Das Hebelverhältniss kehrt sich also wieder um und das Ventil legt sich mit minimaler Geschwindigkeit auf seinen Sitz sanft auf.



Bei Vollendung des Excenterhubes hebt sich die Mitnehmerplatte P der Steuerstange Z von der Gelenkplatte P_1 des Ventilhebels H ab (Fig. 1099). Durch Verschiebung des Kopfes der Stange Z auf der Coulisse wird mittelst des Regulatorhebels R der Füllungsgrad verändert. Der Kreisbogen CC_1 der Coulisse ist aus dem Punkte P_1 als Mittelpunkt im Augenblicke der Erhebung beschrieben, und ist dadurch die Voreilung für alle Füllungsgrade eine genau constante.



3. Die Anordnung der Dampfmaschinen.

Durch die verschiedenartige Anordnung des Gestelles, des Rahmens oder Bettes der Maschine erhält dieselbe die sie charakterisirende Form. Dieses Gestell, welches den einzelnen Theilen der Maschine als Träger dient, soll möglichst haltbar und fest mit dem Fundament verbunden sein. Im allgemeinen hat

man zweierlei Aufstellungen der Maschine zu unterscheiden, die liegende und die stehende. Bei den liegenden Maschinen ist die solideste und die für grössere Maschinen vornehmlich zu empfehlende Construction diejenige, bei welcher der Rahmen überall auf dem Fundament aufliegt. Eine solche Anordnung lässt die Zeichnung einer Maschine mit einfacher Schiebersteuerung der Simmeringer Maschinenfabrik, Fig. 1100—1101, erkennen. Die kräftige Grundplatte liegt mit zwei breiten Flächen auf dem Mauerwerk auf. An einem Ende ist dieselbe ringförmig erhöht, um den liegend angeschraubten Cylinder aufnehmen zu können und um der einseitigen Geradführung passend Aufnahme zu gewähren. Am anderen Ende sind die beiden Kurbelwellenlager angegossen. Auf jeder Seite der Kurbel sitzt ein Excenter, sodass eine symmetrische Anordnung des Betriebes, des Steuerschiebers auf der einen Seite und der Speisepumpe auf der anderen Seite des Cylinders erfolgt. Die dargestellte Maschine hat einen Cylinderdurchmesser von 166 mm und eine Hublänge von 320 mm; ihre Umdrehungszahl ist 85 pro Minute. Bei 0,75 Füllung und 5 Atmosphären Druck leistet die Maschine 4 HP.

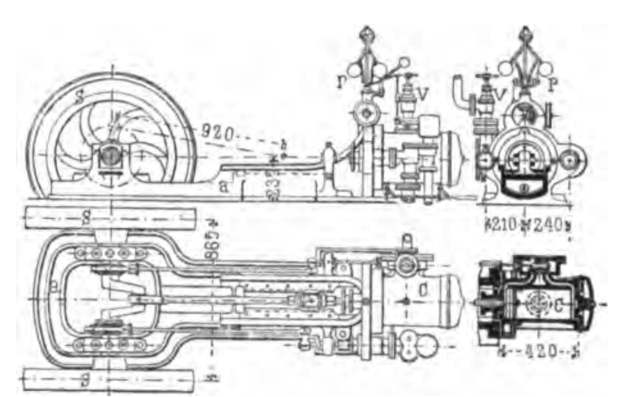


Fig. 1100—1101.

Eine in neuerer Zeit sehr modern gewordene Anordnung der Dampfmaschinen ist die mit sogen. Bajonnetbalken, bei welcher nur der Cylinder und das Kurbelwellenlager unterstützt ist.

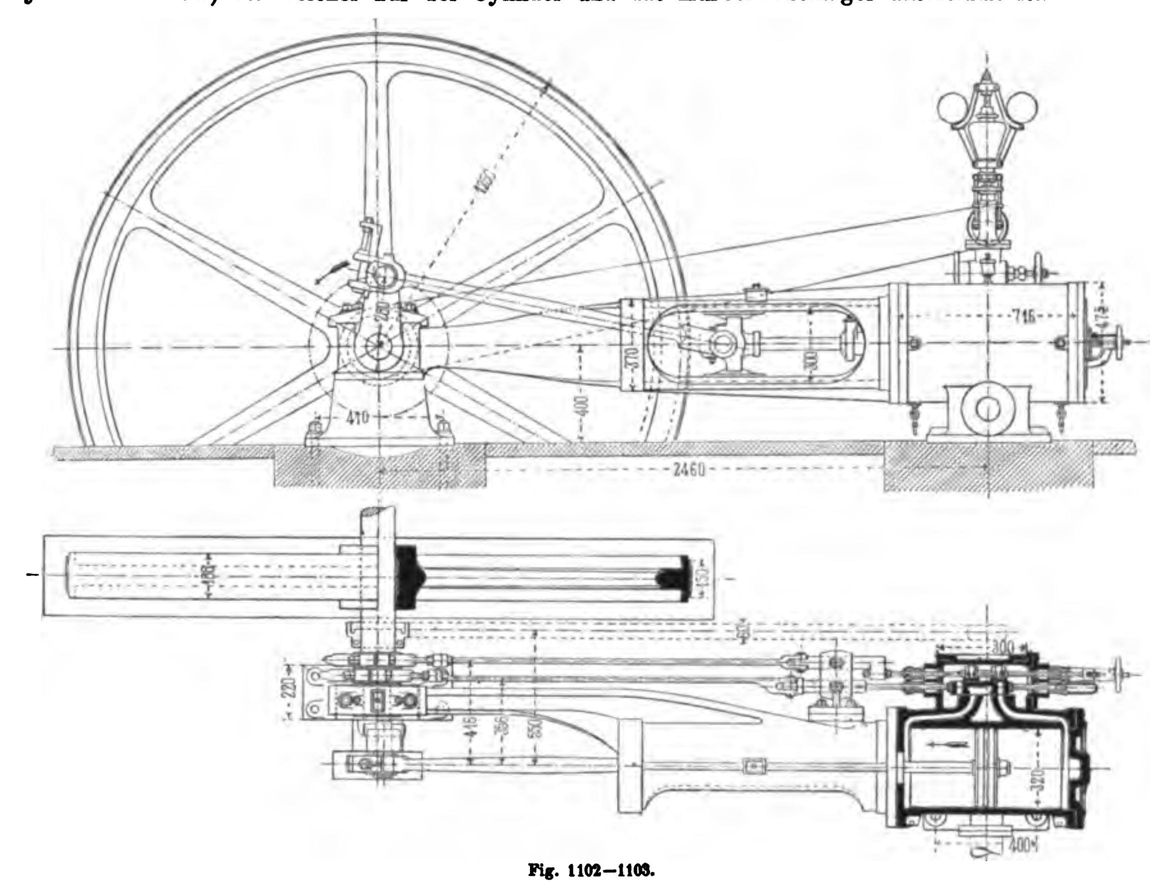


Fig. 1102—1103.

Eine solche Anordnung zeigt die durch Fig. 1102 — 1103 veranschaulichte Maschine, welche mit von Hand verstellbarer Meyer'scher Steuerung ausgestattet ist. An der hinteren Seite des Schieberkastens ist ein Bock angeschraubt, der eine Hülse mit aufgestecktem Handrädchen trägt, durch welche die Expansionsschieberstange mit ihrem Ende hindurchreicht und in welcher die Expansion verstellt werden kann.

Ein Zeiger dient zur Erkennung des Expansionsgrades. Die Hauptdaten der Maschine sind: Cylinderdurchmesser 320 mm, Kolbenhub 560 mm, Tourenzahl 80 pro Min. und demnach 1,493 m Kolbengeschwindigkeit pro Secunde. Die Dampfspannung beträgt 5 Atmosphären.

Fig. 1104—1108 veranschaulichen eine Maschine der Schweizerischen Locomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur, welche mittelst eines Doppelbajonnetbalkens auf das Fundament aufgelagert ist. Die Geradführung ist cylindrisch und mit Oeffnungen versehen, um zur Cylinderstopfbüchse gelangen zu können. Statt einer gekröpften Kurbelwelle sind zwei gusseiserne Kurbelscheiben zur Verwendung gekommen, die den 120 mm starken und 200 mm langen, in der Mitte mit einem Bund versehenen Kurbelzapfen zwischen sich fassen. Zum Betrieb der Speisepumpe wird eine am freien Wellenende befindliche kleine Kurbel benutzt. Die Maschine ist mit Rider-Steuerung in etwas modificirter Weise versehen und ist der Vertheilungsschieber zum Zwecke der Entlastung mit einem angegossenen cylindrischen Gehäuse mit eingesetzter Wandung zur Aufnahme des cylindrischen Expansionsschiebers versehen. Die Bewegung des Vertheilungsschiebers erfolgt direct durch das Excenter, dagegen wird der Expansionsschieber von demselben Excenter unter Einschaltung eines Mechanismus angetrieben.

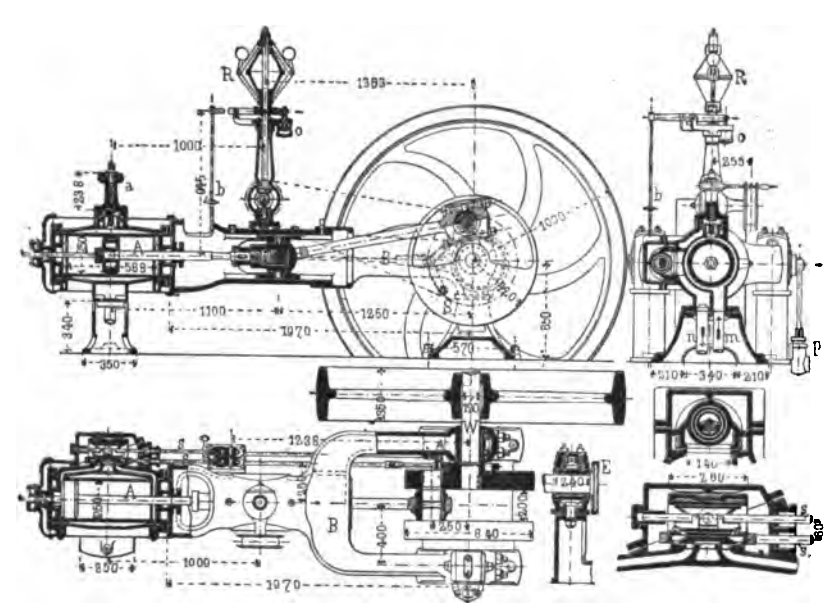


Fig. 1104—1108.

Die Anordnung einer Woolf'schen Maschine von Gebr. Sulzer, welche mit der Steuerung derselben Firma ausgestattet ist, zeigen Fig. 1109—1110. Hoch- und Niederdruckcylinder sind hintereinander

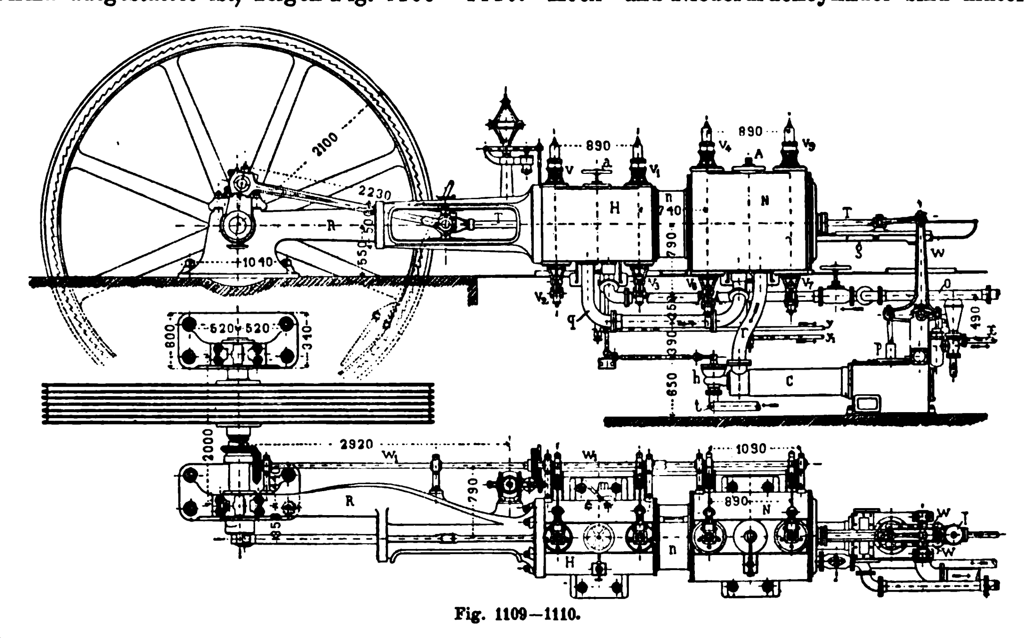


Fig. 1109—1110.

angeordnet und zwar derartig, dass an dem hohlen Bajonnetbalken, welcher mit dem Kurbellager aus einem Stück besteht, der Hochdruckcylinder angeschraubt ist, mit welchem der Niederdruckcylinder durch ein angegossenes cylindrisches Stück in Verbindung steht, sodass auf diese Weise ein directer Zusammenhang zwischen der Kurbelwelle und den Cylindern hergestellt ist.

Beide Cylinder der Maschine sind mit Dampfmänteln versehen und durch mehrfache Verschalung gegen Wärmeverlust geschützt; jedoch wird nur der kleine Cylindermantel mit directem Dampfe geheizt, indem das Dampfleitungsrohr unten in denselben einmündet. Da auch im grossen Cylinder expandirt wird, dient der geräumige Mantel des Niederdruckcylinders zugleich als Zwischenreservoir (Receiver).

Mittelst einer gegabelten Kuppelstange und eines Winkelhebels betreibt die Kolbenstange, welche noch durch den letzten Deckel geführt wird und ein kleines Querstück trägt, die unter dem Fussboden angeordnete, verticale doppeltwirkende Luftpumpe. Die Stopfbüchse des Plungerkolbens ist mit Wasserdichtung versehen. Von demselben Winkelhebel, der die Luftpumpe bewegt, wird auch die Speisepumpe betrieben. Die Maschine macht 70 Umdrehungen pro Minute und im normalen Betriebe indicirt dieselbe bei 6 At. absoluter Spannung und bei 30% Füllung im kleinen Cylinder 120 HP.

In Fig. 1111 ist die Anordnung einer horizontalen Compound-Dampfmaschine der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei gezeichnet. *A* ist der Hochdruck- und *B* der Niederdruckcylinder, *C* ist das Zwischenreservoir und *D* der Condensator, dessen Pumpen durch die Kolbenstange des kleinen Cylinders bei *E* bewegt werden.

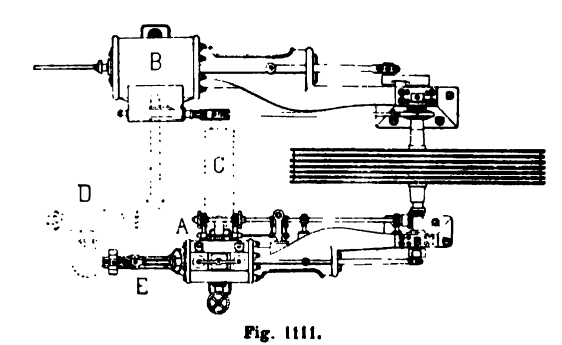


Fig. 1111.

Der Hochdruckcylinder ist mit der von dieser Firma ausgeführten Collmann-Steuerung, der Niederdruckcylinder mit Schiebersteuerung versehen. Zwischen beiden Cylindern befindet sich auf der Schwungradwelle das Schwungrad, welches den Effect mittelst Hanfseile überträgt.

Auf Taf. 10, Bd. I, sind zwei Anlagen horizontaler Dampfmaschinen gezeichnet, und zwar stellen Fig. 1—3 eine Compound-Dampfmaschinen-Anlage dar, die von der Maschinenfabrik „Augsburg" zum Betriebe der dortigen Kammgarnspinnerei ausgeführt wurde. Die Maschine *A* von 150 indicirten Pferdekräften überträgt ihre Kraft mittelst 8 Hanfseile von dem als Seilscheibe dienenden Schwungrade *B* auf die auf der Haupt-Transmissionswelle befindliche Seilscheibe *C*, von welcher der Effect in die Spinnerei weiter geleitet wird. Zwei starke, gusseiserne Consolen *D* dienen zur sehr soliden Unterstützung der Lager. Sowohl der kleine Cylinder *a* als auch der grosse Cylinder *b* und der zwischen ihnen liegende Receiver werden mit frischem Dampfe geheizt. Beide Cylinder haben Sulzer'sche Ventilsteuerung, die am kleinen Cylinder *a* vom Regulator beherrscht, am grossen *b* von Hand verstellbar ist. Die Luftpumpe wird direct vom Kurbelzapfen bewegt mittelst der Schubstange *c* und des Kunstkreuzes *d*.

Die wesentlichsten Dimensionen der Maschine sind:

	Kolbendurchm. mm	Hub mm	Cylinderverhältniss	Receiver-Volumen cbm	Receiver-Volumen / Volumen d. grossen Cylinders	Tourenzahl pro Min.	Kolben-Geschwindigkeit m	Gesammt-Expansion
Kleiner Cylinder *a*	370	950	1 zu	0,327	1,19	71	2,26	13—14fach
Grosser Cylinder *b*	612	950	2,75					

Fig. 4—7 stellen eine Dampfmaschinen-Anlage dar für die Baumwollspinnerei „Manifattura di Cuorgnè" in Cuorgnè, Piemont, welche von Escher, Wyss & Co. in Zürich geliefert wurde. Diese Dampfmaschinen sollen dazu dienen, bei eintretendem Wassermangel den Ausfall an Betriebskraft für die sonst mit Turbinen betriebene Spinnerei zu decken. Der Gebäudecomplex der Spinnerei besteht aus zwei Seitenflügeln B_1 (für die Spinnmaschinen) und einem Mittelbau A_1 (für die Batteurs), deren auf gleiche Linie gesetzte Enden zu einem hufeisenförmigen Ganzen verbunden sind. Vier Turbinen (*BB*) stehen paarweise an den Stirnenden der beiden Seitenflügel und sind beide Paare durch den horizontalen Wellenstrang *C* miteinander gekuppelt. Die Dampfmaschine *D* ist in dem Zwischenflügel zwischen dem Mittelbau A_1 und dem einen Seitenflügel B_1 aufgestellt und überträgt ihre Kraft auf jenen Wellenstrang mittelst einer denselben umschliessenden, hohlen, gusseisernen Vorgelegewelle und einer lösbaren Klauenkuppelung. Das Kesselhaus *G*, Fig. 4, liegt seitlich neben der ganzen Gebäudeanlage und ist durch einen unter der Spinnerei durchführenden, gewölbten Gang mit dem Maschinenraum verbunden.

Die Dampfmaschine ist eine horizontale Zwillingsmaschine mit zusammen 400 effectiven Pferdestärken. Die Cylinder sind mit direct geheizten Dampfmänteln versehen. Die Steuerung ist eine Ventilsteuerung, wobei die Ventile durch einen Mechanismus bewegt werden, der im Princip dem von Douglas & Grant für Corlissmaschinen angewendeten ähnlich ist.

Die Hauptdimensionen der Maschine sind: Cylinderdurchmesser 661 mm, Hub 1348 mm, Durch-

messer der Luftpumpe 380 mm, Hub derselben 540 mm, Schwungraddurchmesser 6 m, Tourenzahl pro Minute 52, Kolbengeschwindigkeit 2,3 m.

Die verticalen oder stehenden Dampfmaschinen haben den anderen Anordnungen gegenüber den grossen Vortheil, dass das Gestell, welches den Cylinder mit dem Kurbellager verbindet, auf ein Fundament gesetzt werden kann und demzufolge dieses die vertical gerichteten Kräfte direct aufnehmen kann, wie auch bei denselben ein einseitiger Verschleiss des Cylinders durch das Biegen der Kolbenstange und den Druck des Kolbens vollständig ausgeschlossen ist. Man kann bei der verticalen Aufstellung den Cylinder entweder über oder unter der Kurbelwelle anordnen, welch erstere Anordnung bei grossen Maschinen neuerdings fast immer der Fall ist.

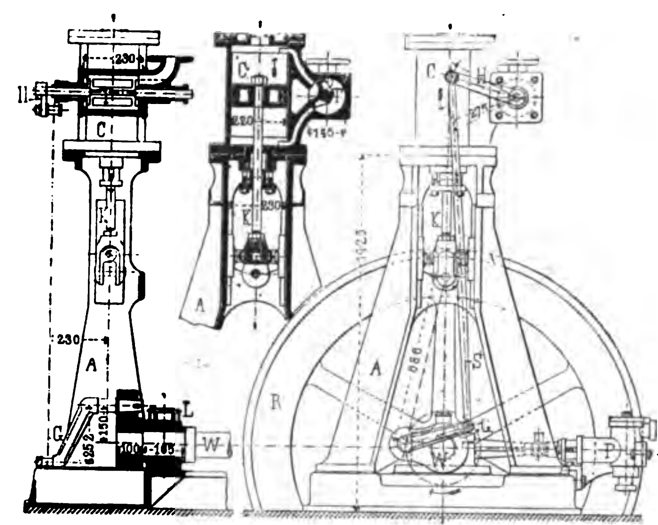


Fig. 1112—1114.

Fig. 1112—1114 veranschaulichen eine sehr einfach construirte verticale Dampfmaschine mit Hahnsteuerung und fixer Expansion, welche von Weise & Monski, Halle a/S., ausgeführt ist. Auf das gusseiserne Gestell A ist der Dampfcylinder C aufgeschraubt, dessen Kolbenstange K auf die auf der Grundplatte in Lagern gelagerte Kurbelwelle W wirkt. Der Steuerhahn T wird von einer Gegenkurbel G aus mittelst der Stange S bewegt. Zwischen den Lagern befindet sich das Excenter zum Betriebe der Speisepumpe P. Hinter dem zweiten Lager auf dem freitragenden Ende der Welle sitzt das Schwungrad R von 1570 mm Durchmesser und 120 mm Kranzbreite.

In Fig. 1115—1116 ist die Anordnung einer verticalen Compound-Dampfmaschine von A. Borsig in Berlin-Moabit gezeichnet.

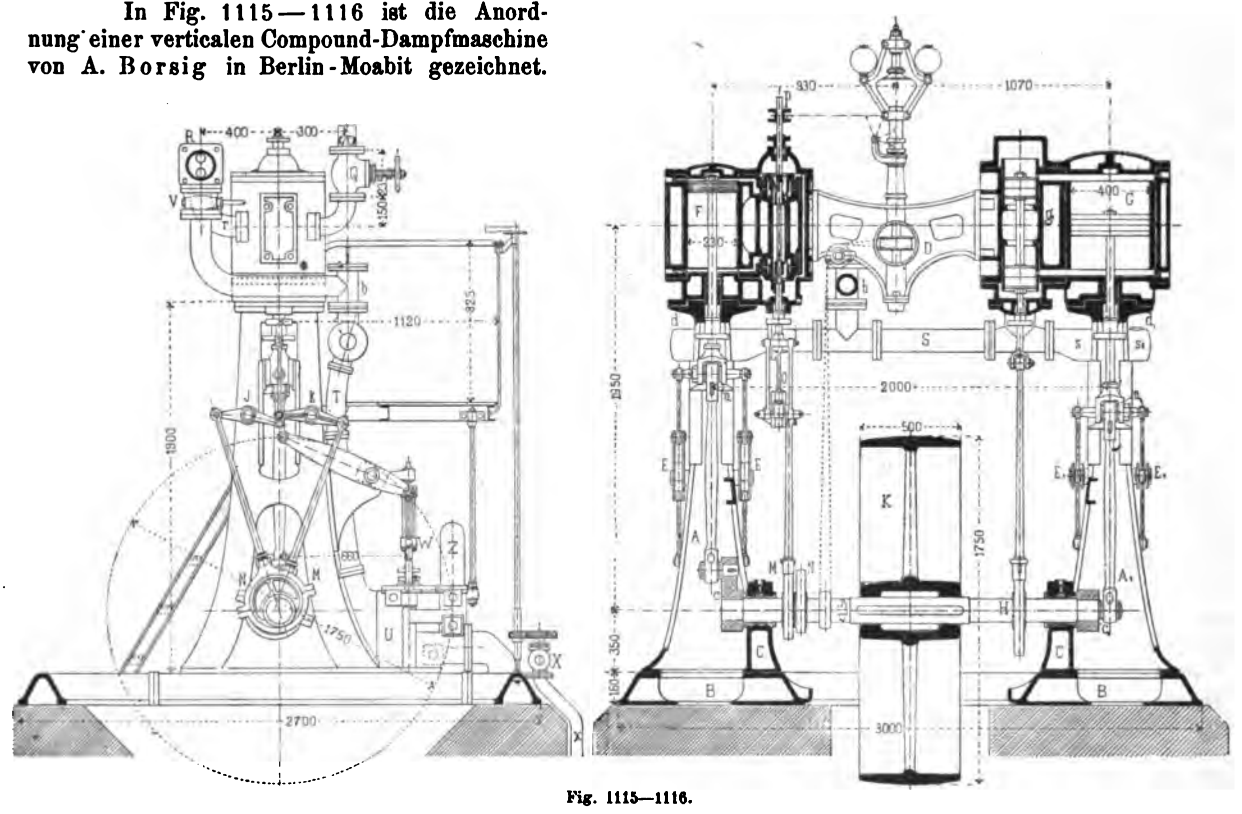


Fig. 1115—1116.

Auf einem hohlen Fundamentrahmen stehen zwei Ständer AA_1, welche, ebenfalls in Hohlguss, mit den Lagern CC und den Cylinderanschlussplatten dd_1 aus je einem Stücke gefertigt sind. Die Cylinder F und G

stehen auf diesen Ständern. Der kleinere Cylinder (von 230 mm Durchmesser) steht mittelst eines hohlen Zwischenstückes auf dem Ständer, während der grosse Cylinder (von 400 mm Durchmesser) mit einem angegossenen Untersatze auf der Ständerplatte steht. Zwischen den Schieberkästen sitzt eine Gussverbindung D, welche den Regulator in einer kleinen Säule hält.

Das Schwungrad ist als Riemenscheibe von 1750 mm Durchmesser und 500 mm Breite ausgebildet. Die Steuerung ist eine Kolbensteuerung, auf welche der Regulator mittelst eines kleinen horizontalen Hebels einwirkt. Der Dampf tritt durch das Admissionsventil in den kleinen Cylinder und nachdem er hier gewirkt hat, durch r in das Zwischenreservoir R, von wo aus er in den grossen Cylinder tritt und dann durch die Rohre S und T entweicht, in welch letzterem Rohre die Condensation stattfindet. Die Bewegung der Luftpumpen U erfolgt von den Kreuzköpfen durch Schleppstangen und Doppelbalanciers, wie es bei Schiffsmaschinen mit ähnlicher Aufstellung üblich ist. Man findet die Aufstellung bei den Maschinen der neueren Schraubendampfer vielfach angewendet.

Fig. 1117—1119 zeigen eine zweicylindrige verticale Wanddampfmaschine von 25—30 Pferdestärken. Der Rahmen R, an welchem alle zur Maschine gehörigen Theile angeschlossen werden, hat einen U-förmigen Querschnitt und ist durch acht kräftige Anker an einer solid aufgeführten Mauer befestigt. Um die Steifigkeit des Rahmens in seinem mittleren Theile zu erhöhen, sind die beiden verticalen Rahmenstücke durch zwei ebenfalls U-förmige Querstücke P fest miteinander verbunden. An dem oberen Theile der verticalen Rahmenstücke befinden sich noch die angeschraubten Consolen zur Aufnahme der Lagerung für die Kurbelwelle W. Auf der Kurbelwelle sitzen zwei Schwungräder, welche als Riemenscheiben benutzt werden können.

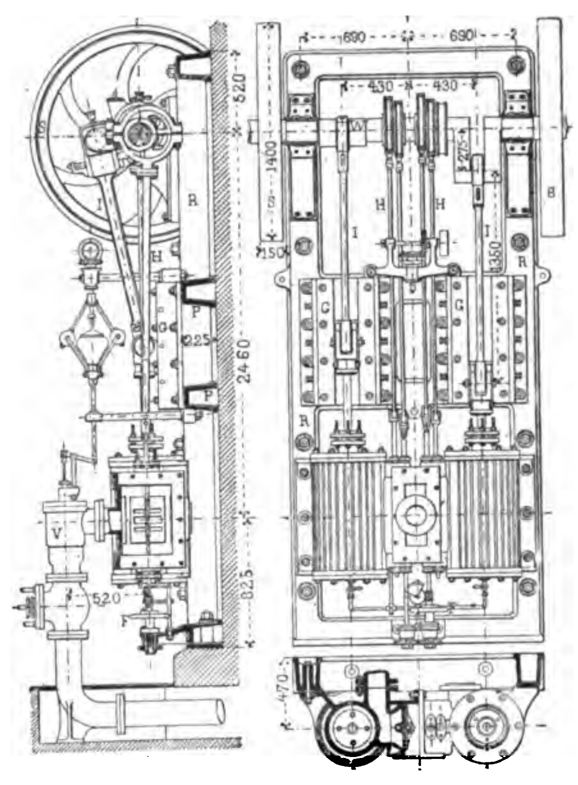


Fig. 1117—1119.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Autenheimer, Bernouilli's Dampfmaschinenlehre. Stuttgart, Cotta.
Hrabák, Die Dampfmaschinen-Berechnung. Prag, Mercy.
Müller-Melchiors, Die Dampfmaschinen-Steuerungen auf der Wiener Weltausstellung 1873. Augsburg, Cotta.
Radinger, Die Motoren auf der Wiener Weltausstellung 1873. Wien, k. k. Hof- und Staatsdruckerei.
————, Dampfmaschinen und Transmissionen der Weltausstellung zu Philadelphia 1876. Wien, Faesy & Frick.
————, Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Wien, Gerold's Sohn.
v. Reiche, Der Dampfmaschinen-Constructeur Aachen, Mayer.
Uhland, Die Corliss- und Ventil-Dampfmaschinen. Leipzig, Knapp.
————, Die Dampfmaschinen mit Schiebersteuerung. Leipzig, Knapp.
————, Die Woolf'schen und Compound-Dampfmaschinen. Leipzig, Knapp.
Weisbach, Ingenieur-Mechanik. Bd. II. Braunschweig, Vieweg & Sohn.
Zeuner, Schiebersteuerungen. Leipzig, Felix.

H. Locomobilen.

Locomobilen sind behufs leichter Transportabilität direct mit ihrem Kessel verbundene Dampfmaschinen, welche entweder auf einem Fuhrwerke oder einer gemeinschaftlichen gusseisernen Grundplatte montirt sind; die ersteren, fahrbar construirten, entsprechen meistens Landwirthschafts- oder Bauzwecken, wo man gezwungen ist, die Maschine bald hier und bald dort aufzustellen, während letztere mehr den Bedürfnissen des Kleingewerbes zu genügen haben und zum Unterschiede von den fahrbaren Locomobilen auch wohl Halblocomobilen genannt werden.

Die Heizfläche der Locomobilkessel ist, da letztere meistens als Feuerröhrenkessel ausgeführt werden, eine ausserordentlich wirksame und kann man an einen solchen Kessel die Anforderung stellen, dass er mit einem Nutzeffect von ca. 66% arbeite.

Es verdampft bei Locomobilkesseln 1 kg Steinkohle 5—7 kg Wasser, 1 kg Coaks 5—6 kg Wasser, 1 kg Holz 2,5—2,75 kg Wasser, 1 kg Torf 2—2,5 kg Wasser, 1 kg Stroh 1,86—1,97 kg Wasser.

Nennt man also das vom Kessel stündlich zu verdampfende Wasserquantum S, so ist nach eben gemachten Angaben auch der stündliche Kohlenverbrauch C bestimmt. Nach letzterem berechnet sich dann die Rostfläche des Kessels, und zwar nach Weber, wenn man Steinkohlenheizung voraussetzt, die Grösse der totalen Rostfläche: $A = \frac{1}{700} S = \frac{1}{100} C$ qm und die der freien Rostfläche $F = \frac{1}{2800} S = \frac{1}{400} C$ qm, wobei eine Luftzuführungsgeschwindigkeit von 1,80 m pro Secunde vorausgesetzt ist.

Das zur Verbrennung erforderliche Luftquantum q beträgt für 1 kg Steinkohlen 16 cbm, für 1 kg Coaks 16 cbm, für 1 kg Holz 8 cbm, für 1 kg Torf 10 cbm.

Die Heizfläche der Locomobilkessel wird von Weber 40 mal der totalen Rostfläche angegeben. Englische Locomobilen besitzen für Steinkohlenheizung gewöhnlich eine Heizfläche gleich der 25- bis 30 fachen Rostfläche.

Für die Locomobilen pflegt man die Kolbengeschwindigkeit grösser anzunehmen als für gleich starke stationäre Maschinen, um Abmessungen und Gewicht zu verkleinern. Bei den gewöhnlichen Constructionen nimmt man die Kolbengeschwindigkeit von 1,4 bis 1,6 m, zuweilen bis zu 2 m und darüber an. Den Hub der Maschine nimmt man dagegen sehr gering, um die Länge der Maschine zu reduciren und eine grosse Umdrehungszahl der Schwungradwelle zu erhalten.

Die Locomobilmaschinen arbeiten stets mit Expansion und geschieht deren Berechnung genau nach den im Capitel „Dampfmaschinen" angegebenen Regeln für Hochdruckmaschinen ohne Condensation. Die Expansion wird meistens durch einen gewöhnlichen Muschelschieber erzielt, der mit der genügenden äusseren Ueberdeckung versehen ist. Man findet jedoch in neuerer Zeit auch Locomobilen mit Doppelschiebersteuerungen und veränderlicher Expansion.

1. Die Anordnung der Locomobilkessel.

Die Locomobilkessel werden in der Mehrzahl als Feuerröhrenkessel horizontal (meistens bei fahrbaren Locomobilen) und vertical (meistens bei Halblocomobilen) ausgeführt. Die Feuerung befindet sich in einer innenliegenden Feuerbüchse, von welcher aus die Heizgase durch eine grosse Anzahl schmiedeeiserner Röhren hindurchstreichen und endlich in die hintere sogenannte Rauchkammer gelangen, an die sich der Schornstein direct anschliesst. Da letzterer, namentlich bei fahrbaren Locomobilen, sehr niedrig und somit der durch denselben hervorgebrachte Zug sehr gering ist, so muss man zur Zugbeförderung ein Blasrohr anbringen, d. h. ein Rohr, welches, in der Mitte des Schornsteins unmittelbar über der Rauchkammer konisch verjüngt endigend, den abziehenden Dampf der Maschine durch den Schornstein leitet.

Die nachfolgenden Figuren veranschaulichen die wichtigsten Locomobilkesselsysteme.

a. Horizontale Locomobilkessel. Der durch Fig. 1120—1121 veranschaulichte Kessel hat ähnlich den Locomotivkesseln eine viereckige Feuerbüchse. Dieselbe besteht aus zwei Theilen, der eigentlichen inneren Feuerbüchse A und dem äusseren Mantel A_1. In ersterer befindet sich das Feuer und ist dieselbe derartig in den äusseren Mantel hineingebaut, dass an den Seiten zwischen beiden ein Raum von 0,05 bis 0,08 m bleibt, welcher beim Betriebe mit Wasser gefüllt ist. Die Versteifung der geraden Wände geschieht, wie bei Locomotiven, mittelst Stehbolzen e, welche in Reihen von etwa 0,15 m Entfernung eingezogen werden. Die obere Platte der inneren Feuerkiste ist mittelst Deckbarren d oder bei kleinen Dimensionen mittelst aufgenieteter ⊥-Schienen versteift und die des äusseren Mantels halbkreisförmig gewölbt. Die Deckbarren resp. ⊥-Schienen müssen so befestigt sein, dass das Wasser zwischen ihnen und der Wand der Feuerbüchse ungehindert circuliren kann, also in ähnlicher Weise, wie die im Capitel „Dampfkessel" Seite 170 angegebenen Verstärkungsringe. An der Stirnseite der Feuerbüchse ist die Oeffnung für die elliptische, ca. 0,28 m hohe und 0,35 m weite Feuerthür angebracht.

An den äusseren Mantel der Feuerbüchse schliesst sich der cylindrische Kessel an, welcher am hinteren Ende durch die Schlussplatte gegen die Rauchkammer B abgeschlossen ist. Die Feuerröhren c, in ca. 0,03 m Entfernung voneinander angeordnet, sind einestheils in der Hinterwand der inneren Feuerbüchse

und anderntheils in der Schlussplatte in bekannter Weise eingedichtet. Die Anzahl der Feuerröhren beträgt je nach der Grösse des Kessels 20—40, ihr lichter Durchmesser 0,05—0,07 m. Dieselben stehen gewöhnlich um 0,03 m in die Rauchbüchse hinein. Zur Versteifung der ebenen Flächen des Kessels dienen hier Ankerschrauben *f* (je nach der Grösse des Kessels 2—4) zwischen den beiderseitigen Endplatten; überdies wird die gewölbte Deckplatte des äusseren Mantels der Feuerbüchse mit der Stirnplatte desselben zumeist noch durch schräg eingesetzte und vernietete Streben versteift. Auf die Rauchbüchse ist direct der Schornstein aufgesetzt, dessen lichter Durchmesser ca. 0,25 bis 0,35 m beträgt. In demselben befindet sich zur Zugbeförderung das Blasrohr. Die Auflager für den Rost *r* in der Feuerbüchse bilden zwei angenietete Winkeleisen. Unter dem Rost befindet sich der Aschenfall *g*, dessen vordere Platte *h* mit Scharnieren versehen ist, um den Luftzutritt je nach Erforderniss reguliren zu können. Der niedrigste Wasserstand bei diesen Kesseln muss mindestens 0,1 m über der oberen Platte der inneren Feuerbüchse liegen.

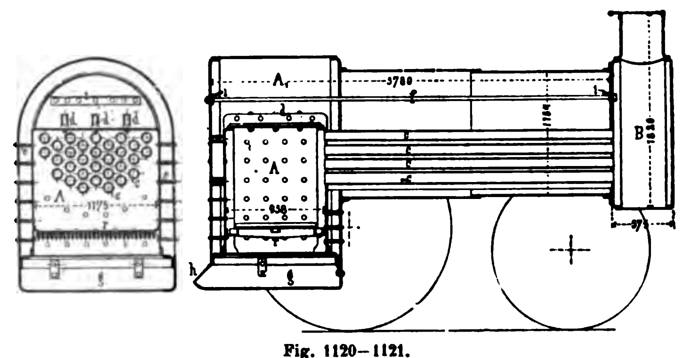


Fig. 1120—1121.

Im Capitel Dampfkessel, Fig. 1003—1006, sind zwei horizontale, von der Firma R. Wolf in Magdeburg gebaute Locomobilkessel mit runder Feuerbüchse dargestellt. Die Kessel sind so eingerichtet, dass die Feuerbüchse mit den Feuerröhren aus dem äusseren Kessel herausgezogen werden kann, um eine gründliche Reinigung der inneren Theile von anhaftendem Kesselstein zu bewerkstelligen. Zu diesem Zwecke ist nur nöthig, die Schrauben, welche die Feuerbüchse mit dem äusseren Kessel verbinden, und diejenigen, welche an der Rauchkammer die Verbindung der Röhrenplatte mit dem äusseren Kessel herstellen, zu lösen. Die Verbindungsflanschen sind nur durch eingelegte Gummiringe gedichtet. Der Kessel Fig. 1003 bis 1004, ist für stationären Betrieb mit Tragfüssen ausgestattet.

b. Verticale Locomobilkessel haben im allgemeinen die durch Fig. 1122 bis 1123 veranschaulichte Construction. Der Kessel ist oben durch eine ebene oder auch schwach gekrümmte Platte *c* abgeschlossen, während unten die cylindrische Feuerbüchse *b* den Abschluss bildet. Letztere besteht aus einem durch die Rohrwand *f* nach oben abgeschlossenen schmiedeeisernen Hohlcylinder, dessen äusserer Durchmesser 100—150 mm kleiner ist als die lichte Weite des Kessels. Der untere Rand ist entweder direct oder unter Vermittelung eines sogenannten Feuerbüchsenkranzes mit dem Kessel vernietet. Zwischen Feuerbüchse und Kessel verbleibt somit ein ringförmiger Raum, welcher beim Betriebe mit Wasser angefüllt ist, das infolge der directen Einwirkung des Feuers zu einer lebhaften Verdampfung veranlasst wird. Zum Einbringen des Brennmaterials ist sowohl im Kesselmantel als in der Feuerbüchse eine entsprechende Oeffnung vorgesehen, die gegen den Kesselraum durch den eingenieteten Feuerthürkranz *k* ihren Abschluss erhält.

In den Feuercylinder sind eine Anzahl horizontal und quer übereinander liegender Siederöhren *a* eingedichtet, wie die Fig. 1122—1123 veranschaulichen. Zum Zweck bequemer Reinigung der Siederöhren ist der Kessel aus zwei Theilen hergestellt, die durch Schrauben zusammengehalten werden. Zwischen den Deckplatten des Feuercylinders und des Kesselmantels ist ein verticales Rohr *d* angeordnet, wodurch ein möglichst trockener Dampf erzielt wird. Das Blasrohr *e* dient zur Zugerzeugung. Statt der Siederöhren werden auch oft verticale Feuerröhren angewendet, die zwischen den beiden Deckplatten des Feuercylinders und Kesselmantels eingezogen sind (s. Fig. 1009—1010, Capitel „Dampfkessel").

Oft werden für Locomobilen mit verticalem Kessel auch sogen. Field-Kessel angewendet. Eine solche Locomobile wird durch nachstehende Fig. 1145—1153 dargestellt.

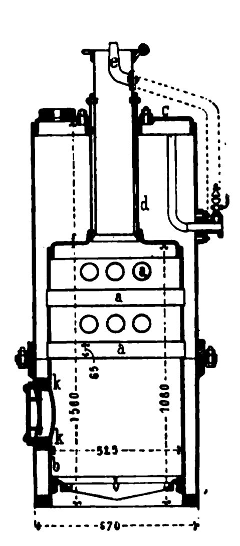




Fig. 1122—1123.

Der Schornstein der Locomobilen ist aus Blech von ca. 2 mm Stärke construirt. Derselbe ist bei fahrbaren Locomobilen des bequemeren Transportes wegen zum Umlegen eingerichtet und wegen seiner geringen Höhe mit einem Funkenfänger ausgestattet. Dieser letztere ist entweder eine Deckplatte, welche durch einige Schrauben in der angemessenen Entfernung von der Schornsteinmündung gehalten wird, oder eine auf den Schornstein gesetzte Drahthaube, deren freie Durchgangsöffnung gleich dem lichten Schornsteinquerschnitt sein muss. Auch wendet man specielle Constructionen an, von denen sich der Graham'sche

Funkenfänger recht gut bewährt hat. Denselben stellt Fig. 1124 dar. Die festen Theile werden durch die über dem Schornsteinrohre befindlichen konischen Einsätze *d* derartig geleitet, dass sie sich in dem den Schornstein umgebenden Mantel *c* ansammeln, während die heissen Gase unbehindert abgeführt werden. An der Seite des Mantels sind Thüren angebracht, um die zurückgehaltenen Theile herausschaffen zu können.

Fig. 1124.

Bei der **Ausrüstung der Locomobilkessel** kommen in Frage: Zwei Speisevorrichtungen nebst Kesselventil, ein Wasserstandsglas und zwei Probirhähne, ein Sicherheitsventil, ein Manometer nebst Controlmanometerstutzen, ein Dampfabsperrventil, ein Ablasshahn und ein Kesselschild. Die meisten dieser Theile sind von den gleichnamigen der stationären Kessel gar nicht verschieden.

Erwähnt seien nur die Speisevorrichtungen. Dieselben bestehen bei den Locomobilkesseln fast allgemein aus einer Druckpumpe, welche von der Maschine aus betrieben wird, und einer Handpumpe. Der Pumpenkolben der ersteren erhält seine Bewegung entweder vom Kreuzkopf der Maschine direct oder mittelst Lenkstange von einer Kurbel oder Excenterscheibe der Schwungradwelle. Die Ventile der Pumpen müssen leicht zugänglich sein und zwar ohne vorher viele Schrauben lösen zu müssen. Die bei Locomobilen angewendeten Pumpen sind im übrigen ganz ähnlich denen der stationären Kessel und Maschinen.

Das Speisewasser entnehmen die Pumpen bei Locomobilen mit liegenden Kesseln meistens einem untergestellten Gefäss, in welches ein mit dem Ventilkörper der Pumpe verbundener, am Ende mit Saugkorb versehener, mit eingelegten Drahtspiralen gefertigter Schlauch hineinragt. Bei Locomobilen mit stehendem Kessel ist die Grundplatte meistens zu einem Speisewasserreservoir ausgebildet, welches der Abzugsdampf durchströmt, indem er so das Wasser vorwärmt.

Auch bei fahrbaren Locomobilen wendet man Vorwärmer an, und zwar auf dreierlei Weise: 1. indem man den abgehenden Dampf direct in das Wasserreservoir leitet, aus welchem die Pumpe schöpft, 2. indem man das Druckrohr der Pumpe in mehreren Gängen durch die Rauchkammer führt oder 3. indem man einen besonders construirten Vorwärmer anwendet, in welchem das Wasser, ehe es in den Kessel eintritt, in unmittelbaren Contact mit dem abziehenden Dampfe gebracht wird. Von diesen drei Methoden ist die letztere die vortheilhafteste.

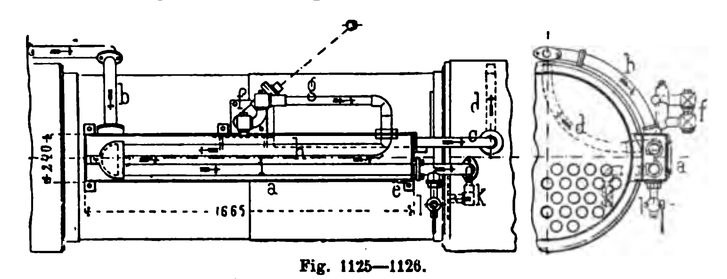


Fig. 1125—1126.

In Fig. 1125—1126 ist ein Vorwärmer der Reading Iron-Works dargestellt. In einen rechteckigen Kasten *a*, dessen vordere Platte mittelst Schrauben am Kessel befestigt ist, tritt durch ein Rohr *b* der abgehende Dampf der Maschine ein und verlässt denselben durch *c* und das Blasrohr *d*. Ein kleiner Hahn *e* dient zum Ablassen des Condensationswassers. Das kalte Wasser gelangt von der Speisepumpe *f* durch das Rohr *g* in diesen Kasten, passirt denselben durch zwei Röhren *h* und *i* in beiden Richtungen und tritt bei *k* von der Rauchbüchse aus in den Kessel. Ist keine Speisung nöthig, so leitet man das Wasser mittelst des Hahnes *l* und eines Schlauches wieder in das Speisewasserreservoir zurück.

2. Anordnung der Locomobildampfmaschinen auf dem Kessel.

1. Locomobilen mit horizontalem Kessel.

Die Locomobildampfmaschinen bis 10 HP werden mit einem Cylinder, solche über 10 HP gewöhnlich mit zwei Cylindern ausgeführt. Bei neueren Locomobilen liegt der Dampfcylinder fast allgemein über der Feuerbüchse und nur in einigen Fällen auf dem cylindrischen Kessel dicht an derselben. Die Verbindung der Dampfmaschine mit dem Kessel erfolgt entweder durch Vermittelung einer Grundplatte oder durch unmittelbare Befestigung des Cylinders und der Lager der Schwungradwelle auf dem Kessel. Letztere Methode findet man durchgängig bei den englischen, erstere dagegen bei den französischen Locomobilen. In Deutschland findet man beide Methoden angewendet.

Bei Nichtanwendung einer Grundplatte muss berücksichtigt werden, dass infolge der Ausdehnung des Kessels durch die Wärme die Kurbelwelle sich gegen die Cylinderaxe zu verschieben sucht, und müssen deshalb Vorkehrungen getroffen werden, welche dies verhindern. Zu diesem Zwecke werden Spannstangen (ca. 0,04 m stark) verwendet, welche einerseits mit den Lagerböcken und anderseits mit dem Dampfcylinder verschraubt sind. Die Lagerständer werden aus Blech oder Gusseisen hergestellt.

Nach diesen Erörterungen mögen hier einige der wichtigsten Constructionen von Locomobilen mit horizontalem Kessel folgen.

Eine englische Locomobile von der Firma Ransomes, Sims & Head, Ipswich und London stellen

die Fig. 1127—1137 dar. Der über der Feuerbüchse gelagerte Cylinder ist ringsum mit einem Mantel versehen und der Schieberkasten ist nicht nur von vorn, sondern auch von oben zugänglich, wodurch es möglich wird, alle am Schieberkasten nöthigen Reparaturen vorzunehmen, ohne den Cylinder vom Kessel herunternehmen zu müssen. Die Kurbelwelle wird von zwei, ebenfalls ohne weiteres auf den Kessel geschraubten, gusseisernen Lagerböcken getragen, welche durch je eine eiserne Spannstange *s* mit dem Cylinder starr verbunden sind. Die Maschine ist mit besonderem Expansionsschieber versehen und erfolgt eine Aenderung der Füllung durch Verdrehung des Expansionsexcenters auf der Kurbelwelle, siehe die Details in nebenstehenden Figuren. Der Regulator befindet sich neben dem Cylinder auf der Feuerbüchse und wird mittelst eines geschränkten Riemens von der Schwungradwelle aus betrieben.

Von den Details bedürfen nur die Speisevorrichtung und der Drehschemel *F* einer Erklärung.

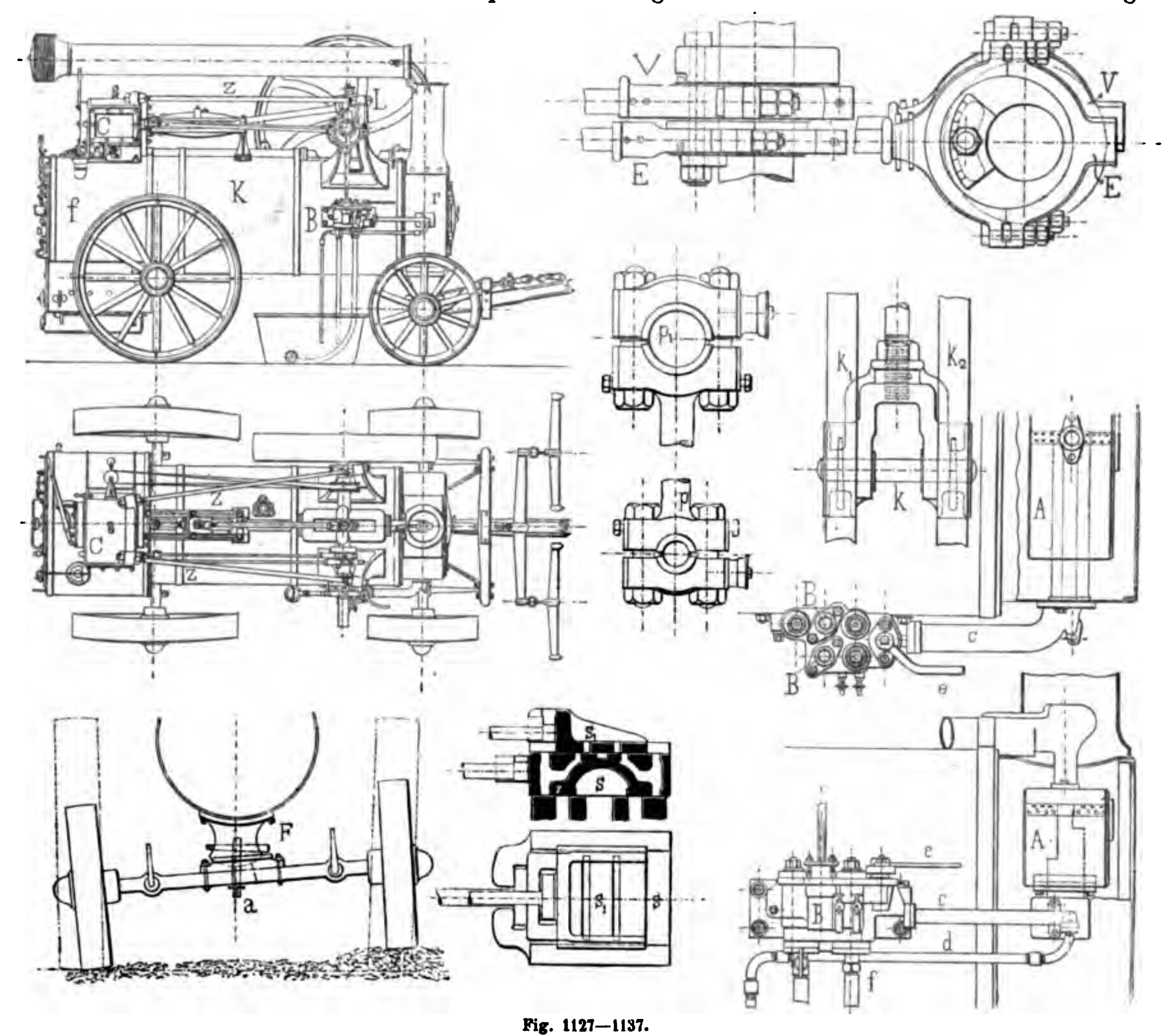


Fig. 1127—1137.

Durch ein auf der Kurbelwelle befestigtes Excenter werden zwei Pumpenkolben *B B* bewegt, wovon der eine das kalte Wasser aus dem Reservoir in den in der Rauchbüchse angebrachten Vorwärmer *A* befördert, während der andere das vorgewärmte Wasser in den Kessel drückt. Wird nicht gespeist, so fliesst das Wasser aus dem Vorwärmer, sobald derselbe gefüllt ist, in das Reservoir mittelst des Rohres *d* zurück. Es bezeichnet noch *f* das Saugrohr der Kaltwasserpumpe, *c* ist ein parallelepipedisches Rohr, durch das ein anderes Rohr geführt ist, welches dem Vorwärmer das kalte Wasser zuführt.

Dadurch, dass bei dieser Locomobile der Drehschemel *F* die Form eines Kugelabschnittes hat, ist eine Neigung der Achse in der Verticalebene ermöglicht, sodass auch bei unebenem Terrain alle vier Räder den Boden berühren müssen. Der Zapfen *a* ist in dem Obertheile befestigt und verschiebt sich in einem länglichen Schlitz der Achse, sobald letztere eine geneigte Lage einnimmt.

Einige Angaben über die Abmessungen der von der Firma gebauten Locomobilen und Halblocomobilen finden sich in folgenden Tabellen vereinigt.

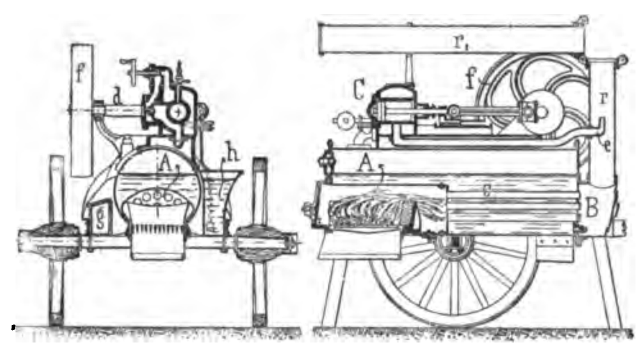
Tabelle der Dimensionen, Gewichte etc. von Locomobilen und Halblocomobilen mit einfacher Schiebersteuerung.

Cylinderzahl	Pferdekräfte	Cylinder-Durchmesser mm / Zoll engl.	Kolbenhub mm / Zoll engl.	Umdrehung. pro Min.	Schwungrad-Durchmesser mm / Fuss Zoll engl.	Schwungrad-Breite mm / Zoll engl.	Anz. der Feuerröhren	Durchmesser d. Feuerröhren mm / Zoll engl.	Rostfläche qm / □Fuss engl.	Totale Heizfläche qm / □Fuss engl.	Aeusserste Dimensionen der transport. Maschinen: Länge mm / Fuss Zoll	Breite über den Achsen mm / Fuss Zoll	Höhe bis zum oberen Umfang des Schwungrades mm / Fuss Zoll	Aeusserste Dimensionen der halblocomob. Maschinen mit Locomotivkessel: Länge mm / Fuss Zoll	Breite über der Feuerbüchse mm / Fuss Zoll	Höhe bis zum oberen Umfang des Schwungrades mm / Fuss Zoll	Ungefähres Gewicht der Locomobilen kg / Ctr.	Ungef. Kohlenverbrauch	Ungef. Wasserverbrauch	Durchschnittl. Verbrauch trocknen Holzes
1	4	175 / 6 7/8	279 / 11	140	1296 / 4,3	127 / 5	21	57 / 2 1/4	0,230 / 2,48	6,875 / 74	2692 / 8,10	1879 / 6,2	2286 / 7,2	2438 / 8,0	991 / 3,3	2184 / 7,2	2550 / 51	Ungefähr 2,7 kg pro Stunde u. Pferdekraft	Ungef. 20,5 l pro Stunde und Pferdekraft	Ungefähr 6,8 kg pro Stunde u. Pferdekraft
1	6	210 / 8 1/4	305 / 12	140	1359 / 4,5 1/2	153 / 6	22	70 / 2 3/4	0,331 / 3,56	10,180 / 109,58	3048 / 10,0	1930 / 6,4	2438 / 8,0	2794 / 9,2	1067 / 3,6	2286 / 7,6	3550 / 71			
1	8	238 / 9 3/8	305 / 12	140	1422 / 4,8	203 / 8	27	70 / 2 3/4	0,472 / 5,08	13,457 / 144,85	3353 / 11,0	1981 / 6.6	2540 / 8,4	3099 / 10,2	1118 / 3,8	2438 / 8,0	4300 / 86			
1	10	254 / 10	330 / 13	140	1524 / 5,0	229 / 9	30	70 / 2 3/4	0,601 / 6,47	16,640 / 179,12	3861 / 12,8	2083 / 6,10	2743 / 9,0	3404 / 11,2	1219 / 4,0	2591 / 8,6	5050 / 101			
2	10	197 / 7 3/4	305 / 12	140	1524 / 5,0	229 / 9	30	70 / 2 3/4	0,601 / 6,47	16,640 / 179,12	3861 / 12,8	2083 / 6,10	2692 / 8,10	3404 / 11,2	1219 / 4,0	2591 / 8,6	5450 / 109			
2	12	210 / 8 1/4	305 / 12	140	1524 / 5,0	229 / 9	33	70 / 2 3/4	0,682 / 7,34	19,719 / 212,26	4115 / 13,6	2134 / 7,0	2794 / 9,2	3658 / 12,0	1219 / 4,0	2642 / 8,8	6000 / 120			
2	14	229 / 9	305 / 12	140	1524 / 5,0	229 / 9	37	70 / 2 3/4	0,815 / 8,77	23.210 / 249,84	4267 / 14,0	2134 / 7,0	2845 / 9,4	3861 / 12,8	1296 / 4,3	2743 / 9,0	6500 / 130			
2	16	238 / 9 3/8	305 / 12	140	1867 / 6,1 1/2	254 / 10	41	70 / 2 3/4	0,906 / 9,75	27,406 / 295,00	4623 / 15,2	2362 / 7,9	3124 / 10,3	4166 / 13,8	1422 / 4,8	2972 / 9,9	7450 / 149			
2	20	254 / 10	330 / 13	140	1867 / 6,1 1/2	254 / 10	51	70 / 2 3/4	1,152 / 12,4	33,537 / 361,00	4877 / 16,0	2438 / 8,0	3200 / 10,6	4318 / 14,2	1448 / 4,9	3124 / 10,3	9350 / 187			

Tabelle der Dimensionen, Gewichte etc. von Locomobilen und Halblocomobilen mit Doppelschiebersteuerung.

Cylinderzahl	Pferdekräfte	Cylinder-Durchmesser mm / Zoll engl.	Kolbenhub mm / Zoll engl.	Umdrehung. pro Min.	Schwungrad-Durchmesser mm / Fuss Zoll engl.	Schwungrad-Breite mm / Zoll engl.	Anz. der Feuerröhren	Durchmesser d. Feuerröhren mm / Zoll engl.	Rostfläche qm / □Fuss engl.	Totale Heizfläche qm / □Fuss engl.	Aeusserste Dimensionen der transport. Maschinen: Länge mm / Fuss Zoll	Breite über den Achsen mm / Fuss Zoll	Höhe bis zum oberen Umfang des Schwungrades mm / Fuss Zoll	Aeusserste Dimensionen der halblocomob. Maschinen mit Locomotivkessel: Länge mm / Fuss Zoll	Breite über der Feuerbüchse mm / Fuss Zoll	Höhe bis zum oberen Umfang des Schwungrades mm / Fuss Zoll	Ungefähres Gewicht der Locomobilen kg / Ctr.	Ungef. Kohlenverbrauch	Ungef. Wasserverbrauch	Durchschnittl. Verbrauch trocknen Holzes
1	6	210 / 8 1/4	305 / 12	140	1359 / 4,5 1/2	153 / 6	22	70 / 2 3/4	0,331 / 3,56	10,180 / 109,58.	3048 / 10,0	1930 / 6,4	2438 / 8,0	2794 / 9,2	1067 / 3,6	2286 / 7,6	3650 / 73	Ungef. 1,8 kg pro Stde. u. Pferdekraft	Ungef. 13,6 l pro Stunde und Pferdekr.	Ungef. 4,5 kg pro Stde. u. Pferdekraft
1	8	238 / 9 3/8	305 / 12	140	1422 / 4,8	203 / 8	27	70 / 2 3/4	0,472 / 5,08	13,457 / 144.85	3353 / 11,0	1981 / 6,6	2540 / 8,4	3099 / 10,2	1118 / 3,8	2438 / 8,0	4400 / 88			
1	10	254 / 10	330 / 13	140	1524 / 5,0	229 / 9	30	70 / 2 3/4	0,601 / 6,47	16,640 / 179,12	3861 / 12,8	2083 / 6,10	2743 / 9,0	3404 / 11,2	1219 / 4,0	2591 / 8,6	5150 / 103			
2	10	197 / 7 3/4	305 / 12	140	1524 / 5,0	229 / 9	30	70 / 2 3/4	0,601 / 6,47	16,640 / 179.12	3861 / 12,8	2083 / 6,10	2692 / 8,10	3404 / 11,2	1219 / 4.0	2591 / 8,6	5550 / 111			
2	12	210 / 8 1/4	305 / 12	140	1524 / 5,0	229 / 9	33	70 / 2 3/4	0,682 / 7,34	19,719 / 212,26	4115 / 13,6	2134 / 7,0	2794 / 9,2	3658 / 12,0	1219 / 4,0	2642 / 8,8	6150 / 123			
2	14	229 / 9	305 / 12	140	1524 / 5,5	229 / 9	37	70 / 2 3/4	0,815 / 8,77	23.210 / 249,84	4267 / 14.0	2134 / 7,0	2845 / 9,4	3861 / 12,8	1296 / 4,3	2743 / 9,0	6550 / 131			
2	16	238 / 9 3/8	305 / 12	140	1867 / 6,1 1/2	254 / 10	41	70 / 2 3/4	0,906 / 9,75	27,406 / 295,0	4623 / 15,2	2362 / 7.9	3124 / 10,3	4166 / 13,8	1422 / 4,8	2972 / 9,9	7600 / 152			
2	20	254 / 10	330 / 13	140	1867 / 6,1 1/2	254 / 10	51	70 / 2 3/4	1,152 / 12,4	33,537 / 361,0	4877 / 16,0	2438 / 8,0	3200 / 10,6	4318 / 14,2	1448 / 4.9	3124 / 10,3	9500 / 190			

Eine sich durch grosse Einfachheit auszeichnende Locomobile von 3—4 HP der Firma J. Voruz ainé in Nantes veranschaulichen die Fig. 1138—1140. Die Anordnung des Kessels gestattet bei einem kleinen Volumen eine grosse Verdampfungsfähigkeit und die grossen Dimensionen des Heizraumes die Verwendung aller Arten Brennmaterial. Die Locomobilmaschine hat eine Grundplatte, mit welcher der mit Dampfmantel versehene Cylinder in einem Stück gegossen ist. Die Maschinen von 3—4 HP besitzen eine Schwungradwelle mit Kurbelscheibe und sind mit einfacher Schiebersteuerung ausgestattet, während die 6—8 pferdigen Maschinen mit variabler Expansion arbeiten und eine gekröpfte Schwungradwelle besitzen. Erstere sind ferner auch nur auf zwei Rädern montirt und werden je nach Wunsch des Käufers mit Gabel- oder einfacher Deichsel ausgestattet, während die 6—8 pferdigen Maschinen auf vier eisernen Rädern ruhen.



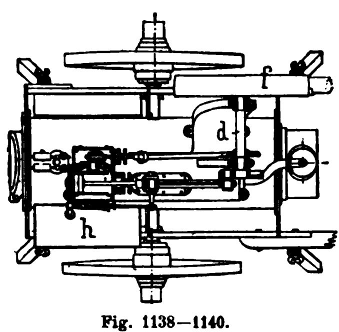


Fig. 1138—1140.

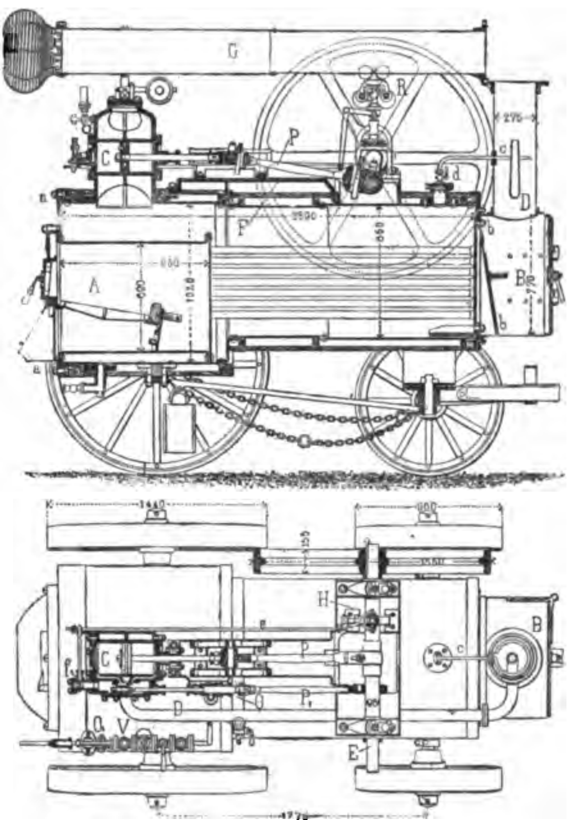


Fig. 1141—1142.

Die Heizkammer A dieser Locomobilen ist mit einem Reservoir h umgeben, in welchem das Speisewasser vorgewärmt wird.

Fig. 1141—1142 zeigen eine deutsche Locomobile von der Firma R. Wolf in Buckau-Magdeburg. Der Kessel dieser Locomobile ist bereits Seite 176 beschrieben und braucht nur noch das Eigenthümliche der Maschine erwähnt zu werden. Der Cylinder C der Maschine ist mit dem Dom in einem Stück gegossen, sodass ersterer innerhalb des letzteren ringsum vom frischen Kesseldampf umgeben ist. Dadurch wird eine Abkühlung des Cylinders unbedingt verhindert. Der Dampf strömt aus dem Dom direct durch den Schieberkasten in den Cylinder und von hier aus, nachdem er seine Arbeit verrichtet hat, durch das Blasrohr D in den Schornstein. Während des Stillstandes der Maschine wird der nöthige Zug durch frischen Kesseldampf erzeugt, welcher nach Oeffnen des Hahnes d durch das Rohr c in den Schornstein strömt. Das auf einer Seite der Schwungradwelle befindliche Schwungrad ist abgedreht und wird als Riemenscheibe benutzt, wobei man es links oder rechts bei E aufkeilen kann. Zuweilen werden auch zwei Schwungräder, an jeder Seite eins, angebracht. Das ganze Fahrgestell mit Ausnahme der Deichsel ist aus Eisen construirt.

Die von obiger Firma ausgeführten Locomobilen werden nach folgender Tabelle gebaut:

Pferdekräfte	Gewicht ca. kg	Touren pro Minute	Schwungrad Durchmesser mm	Schwungrad Breite mm	Pferdekräfte	Gewicht ca. kg	Touren pro Minute	Schwungrad Durchmesser mm	Schwungrad Breite mm
4	2250	120	1250	125	12—15	6000	120	2 Stck. 1570	160
6	2900	120	1410	140	16—19	8700	110	2 Stck. 1570	160
8	4300	120	1570	160	20—24	9200	100	2 Stck. 1570	160
10	4500	120	1570	160	25—30	10200	100	2 Stck. 1880	200
10—12	5000	120	1570	160					

Für stationären Betrieb werden diese Locomobilen mit Tragfüssen versehen. Die Anordnung bleibt dieselbe, nur dass das Rohr *c* wegfällt. Die Dimensionen dieser Locomobilen gehen aus folgender Tabelle hervor:

Pferdekräfte	Gewicht der Halblocomob.	Lichter Durchmesser des Schornsteins	Touren pro Minute	Schwungrad		Halblocomobilen		
				Durchmesser	Breite	Höhe	Breite	Länge
	ca. kg	mm		mm	mm	mm	mm	mm
2	1650	195	125	1100	105	1700	1000	2300
3	1800	210	125	1100	105	1700	1100	2500
4	2500	222	120	1250	125	2000	1300	2700
6	3200	250	115	1410	140	2200	1400	2900
8	4200	260	110	1570	160	2400	1600	3200
10—12	4800	275	110	1570	170	2500	1700	3300
12—15	6300	353	100	1880	210	2800	1800	3700
16—19	9100	392	90	2 Stck. à 1880	210	3000	1900	4400
20—24	11300	470	90	2 Stck. à 1880	210	3200	2100	4700
25—29	11600	497	90	2 Stck. à 1880	220	3600	2400	5000
30—39	12700	510	90	2 Stck. à 1880	220	3800	2600	5500
40—50	13200	520	90	2 Stck. à 1880	250	4000	2800	5700

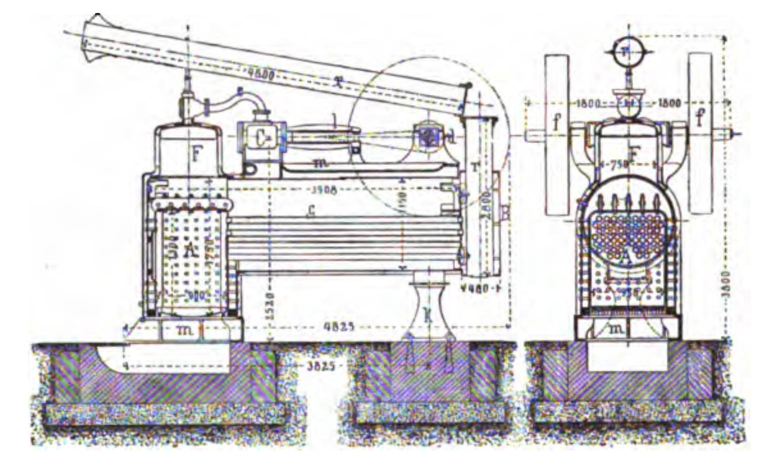


Fig. 1143—1144.

Zum Abschluss der Locomobilen mit horizontalem Kessel möge noch in Fig. 1143—1144 die Abbildung einer Locomobile für stationären Betrieb von **Maison Calla** in Paris gegeben werden. Der Kessel ist mit einem Dom ausgestattet, von dessen oberstem Theile das Dampfrohr nach dem hinter dem Dom angebrachten Dampfcylinder geleitet wird. Die hier abgebildete Locomobile ist für eine Leistung von 30 HP berechnet.

Eine Zusammenstellung der Dimensionen dieser und der kleineren Halb- sowie fahrbaren Locomobilen der Firma giebt folgende Tabelle:

Tabelle der Leistungen und Dimensionen der Locomobilen von Maison Calla.

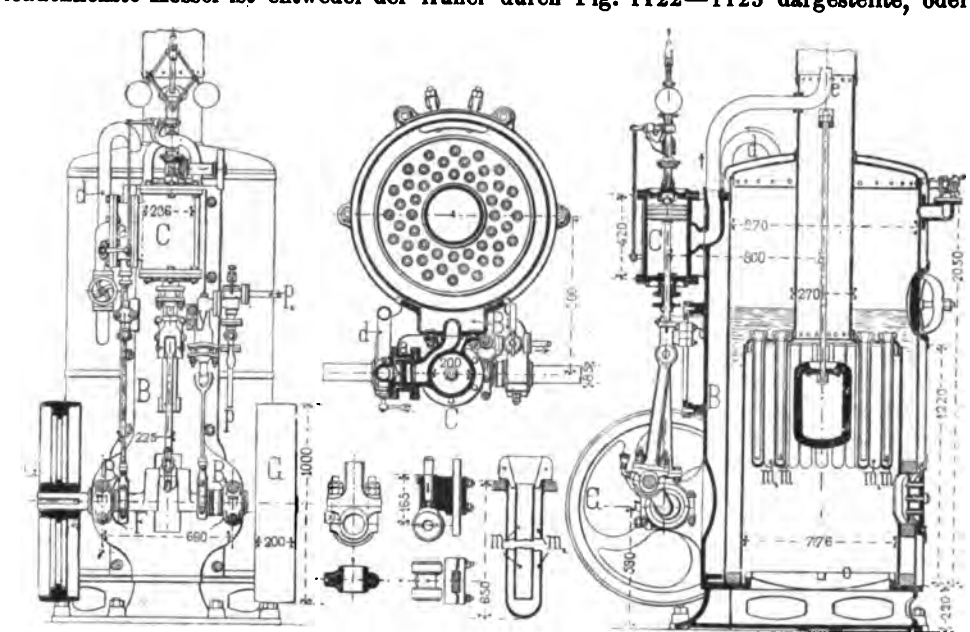
Leistung in HP			2	3	4	6	8	10	12	15	22	30
Dampfspannung im Kessel		At	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Wasserverbrauch pro Stunde		Lit.	320	430	500	740	750	1100	1320	1850	2250	3250
Heizfläche	des Feuerraums	qm	0,600	0,900	1,058	1,480	1,600	1,900	2,300	3,100	4,000	4,775
Heizfläche	der Feuerröhren	qm	2,490	3,800	4,942	7,740	8,950	11,200	13,800	17,300	22,800	32,400
Heizfläche	totale	qm	3,090	4,700	6,000	9.220	10,550	13,100	16,100	20,400	26,800	37,175
Tourenzahl pro Minute			125	125	125	115	115	110	105	95	85	80
Kolbenhub			220	250	250	300	300	320	320	360	360	400
Durchmesser des Cylinders		mm	110	120	132	150	190	210	230	250	230	250
Gewicht der Locomobilen		kg	1350	1880	2500	3650	3900 3380	4900 4100	6000 5150	7800 6100	10500 9300	14000 12000

Von den doppelten Zahlen der letzten Reihe giebt die erste das Gewicht der fahrbaren, die zweite das Gewicht der Locomobilen mit stationärem Betrieb an.

2. Locomobilen mit verticalem Kessel.

Durch Anwendung stehender Kessel-Constructionen wird dem Bedürfniss nach Raumersparniss mehr Rechnung getragen als bei den liegenden Kesseln, weshalb die mit solchen Kesseln ausgestatteten Locomobilen ganz besonders als Motoren für das Kleingewerbe geeignet sind. Man hat auch hier im engeren Sinne wieder fahrbare, also auf Rädern ruhende Locomobilen und Halblocomobilen, welche für stationären Betrieb angewendet werden, zu unterscheiden, wovon erstere jedoch in geringer Zahl vorkommen.

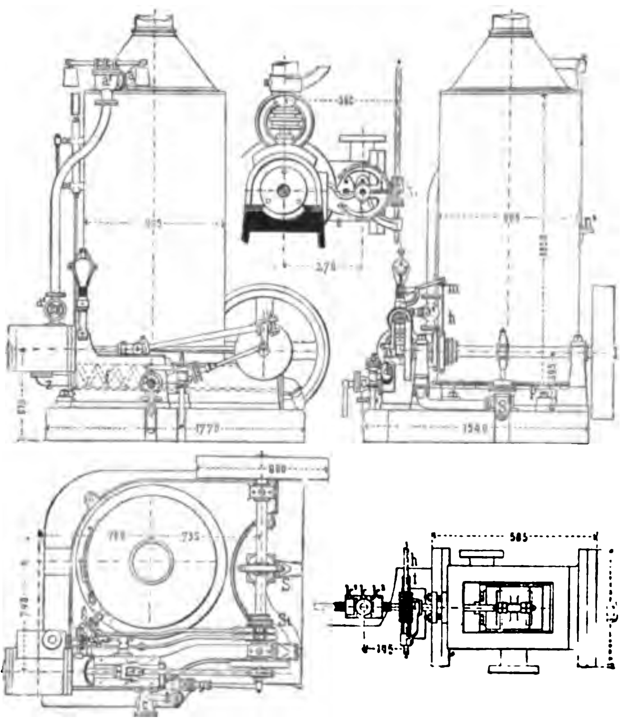
Im Nachfolgenden seien nur zwei der gebräuchlichsten Anordnungen der letzteren Classe behandelt. Der für dieselben gebräuchlichste Kessel ist entweder der früher durch Fig. 1122—1123 dargestellte, oder der sogenannte Field-Kessel, wie ihn die durch Fig. 1145 bis 1153 veranschaulichte Locomobile von 8 Pferdekräften von Pétau besitzt. In der Feuerbüchse des Kessels liegt unten der Rost O; in der Deckplatte derselben sind eine Anzahl unten geschlossener, in den Feuerraum hineinragender Röhren m_1 befestigt, in welche, behufs einer stetigen Circulation des Wassers, wieder oben und unten offene Röhren m eingehängt sind, die mit dem oberen Wasserraum communiciren. Die Heizfläche des Kessels beträgt 9,63 qm und die Dampfspannung in demselben 6 At.


Fig. 1145—1153.

Was die Maschine anbelangt, so ist diese auf einer an dem Kessel befestigten Grundplatte B montirt. Der Dampf wird aus dem oberen Theile des Kessels mittelst des Rohres d durch den Schieberkasten a in den Cylinder C geführt, aus welchem der verbrauchte Dampf durch das Blasrohr in den Schornstein strömt. Der Durchmesser des Cylinders beträgt 200 mm, der Kolbenhub 300 mm und die Umdrehungszahl pro Minute 110. Die Schwungradwelle F ist in zwei an die Grundplatte angegossenen Lagern B_1 B_1 gelagert und trägt ausser zwei den Effect fortleitenden, als Riemenscheiben abgedrehten Schwungrädern G G zwei Excenter, wovon das eine die Steuerung, das andere die Speisepumpe y bewegt. Diese letztere saugt das Speisewasser durch das Rohr p aus dem Vorwärmer oder einem sonstigen Reservoir an und drückt es durch das Rohr p_1 in den Kessel.

Eine wesentlich von der letztbesprochenen abweichende Locomobile mit stehendem Kessel von G. A. Biffar in Fratte zeigen Fig. 1154—1158. Die Dampfmaschine derselben ist auf der gemeinschaftlichen Grundplatte horizontal angeordnet. Dieselbe arbeitet mit 6 At Kesselspannung und ist mit Vorwärmer, Condensation und mit variabler, durch den Regulator beeinflusster Expansion versehen.

Der Dampf strömt durch das Rohr a und das Absperrventil a^2 in den Schieberkasten. Das Absperrventil a^2 wird bei Ingangsetzung der Maschine ganz geöffnet, wodurch der Dampf ohne Druckdifferenz in den Cylinder tritt; etwaige kleine Kraftdifferenzen regulirt der Regulator selbst oder bei grösseren Kraftunterschieden der Heizer mittelst des Rädchens m und des Mechanismus k. Es ist nämlich k ein mit der Excenterstange festverbundenes Führungsstück, welches sich lose auf der Schraube hin- und herbewegt und in der Stange des Vertheilungs-


Fig. 1154—1158.

schiebers eine zweite Führung hat; k^1 und k^2 sind mit linkem und rechtem Gewinde versehene Muttern, welche in k selbst wieder Führung haben und so gegen Drehung geschützt sind. Das Spiel des Regulators ist nun leicht ersichtlich. Steigt derselbe z. B., indem die Maschine zu schnell geht, so senkt sich die Stange h und Schnecke h^1 und dreht dadurch das Schneckenrad i, welches seinerseits im Support r gegen Längsbewegung der Schieberstangen festgehalten ist; die Schieberstange ist mit einer langen Keilnuth versehen, sodass dieselbe auf dem im Rade i sitzenden Keil hin- und hergehen kann, aber der drehenden Bewegung des Rades i folgen muss. Durch diese Drehung und die dadurch bedingte Drehung der Schieberstange werden die mit Links- und Rechtsgewinde versehenen Muttern k^1 und k^2 einander näher gerückt (oder voneinander entfernt, wenn der Regulator fällt), wodurch das Mitschleppen der Expansionsplatte durch den Vertheilungsschieber aufgehoben und der Dampfzutritt zum Cylinder früher abgesperrt wird. Bei ganz genäherter Stellung von k^1 und k^2 hat die Expansionsplatte immer noch um 16 mm todten Gang, weshalb dieselbe auch 16 mm Ueberdeckung hat, wodurch ein schnelleres Absperren erreicht wird; fällt nun der Regulator, d. h. geht die Maschine zu langsam, so findet genau die entgegengesetzte Bewegung statt und die Dampfabsperrung zum Cylinder folgt später. Genau dasselbe Spiel des Mechanismus erhält man durch Drehung des Rades m und der Schnecke h_1 nach links oder rechts. Der Abgangsdampf tritt bei Z aus dem Cylinder in die hohle geschlossene Fundamentplatte unter der Kreuzkopfführung, wärmt das Speisewasser im Schlangenrohr f, welches bei g in den Kessel tritt, wird durch das durch den Hahn c eintretende Wasser condensirt und durch die Luftpumpe S mittelst des Rohres S_1 ins Freie geleitet; die Speisepumpe b schöpft kaltes Brunnenwasser und drückt das im Schlangenrohre f auf 50—60° vorgewärmte Wasser in den Kessel. Der Dreiweghahn c hat den Zweck, zu ermöglichen, dass jeden Morgen vor Ingangsetzen der Maschine etwa während 5 Min. bei 1 Atm. Dampfspannung ausgeblasen werden kann.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Deutsches Bauhandbuch. Berlin, E. Toeche.
Head, John, A few Notes on the portable steam-engine. London, E. & F. N. Spon.
Perels, Dr. E., Handbuch des landwirthschaftlichen Maschinenwesens. Jena, Costenoble.
Radinger, J. F., Bericht der Wiener Weltausstellung 1873: „Dampfkessel". Wien, K. K. Hof- und Staatsdruckerei.
————, Bericht der Wiener Weltausstellung 1873: „Die Motoren". Wien, K. K. Hof- und Staatsdruckerei.
————, Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876: „Die Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika. Wien, Faesy & Frick.
Weber, H., Der Bau der Locomobilen und transportablen Dampfmaschinen. Leipzig, Baumgärtner.

I. Heissluftmaschinen.

Heissluftmaschinen sind Kraftmaschinen, durch welche die Expansivkraft der erwärmten, atmosphärischen Luft nutzbar gemacht wird. Dieselben finden fast nur Anwendung als Motoren für das Kleingewerbe, namentlich wegen der bequemen Aufstellung, der leichten In- und Ausserbetriebsetzung und der Inexplosibilität derselben. Man theilt die Heissluftmaschinen ein in offene und geschlossene Maschinen.

Die ersteren sind solche, bei welchen durch eine Luftpumpe dem Arbeitscylinder bei jedem Hube neue Luft zugeführt wird, welche, nachdem sie erwärmt ist und die durch diese Erwärmung aufgenommene Arbeit an die Maschine abgegeben hat, aus dieser entweicht. Die neueren offenen Maschinen sind einfachwirkend und bestehen im wesentlichen aus der Feuerung, einem Arbeits- und einem Luftpumpencylinder, welche letzteren entweder getrennt oder in einem Stücke vereinigt sein können, sodass beide Kolben in einem gemeinschaftlichen Cylinder arbeiten. Der Kolben des Arbeitscylinders wirkt direct mittelst Schubstange oder Hebelübersetzung auf die Kurbel der Schwungradwelle. Der Pumpenkolben ist mit dem Treibkolben direct gekuppelt. Die einfachwirkende Luftpumpe besitzt Saug- und Druckventile, und es dient zur Steuerung ein Ein- und ein Austrittsventil. Das Eintrittsventil setzt im richtigen Momente das Innere des Arbeitscylinders mit der bis dahin in einem abgeschlossenen Raume befindlichen heissen Luft in Verbindung, während das Austrittsventil nach vollendetem Hube und bei geschlossenem Eintrittsventil die noch erhitzte und gespannte Luft aus der Maschine entweichen lässt, somit den Gegendruck zu Beginn des Kolbenrückganges aufhebt. Dieser Kolbenrückgang muss also lediglich durch die angesammelte lebendige Kraft bewirkt

werden, und da ausserdem hierbei Arbeit nach aussen abgegeben werden soll, so bedürfen diese Maschinen sehr schwerer Schwungräder.

Zur Erläuterung des Princips der offenen Heissluftmaschinen diene der in Fig. 1159 graphisch dargestellte Kreisprocess, welchen die atmosphärische Luft auf ihrem Wege durch die Maschine durchläuft.

Es bezeichne OA in dem rechtwinkeligen Coordinatensystem das in die Maschine eintretende kalte Luftvolumen mit der atmosphärischen Spannung $AC = OB$. Diese Luftmenge wird bei constantem Volumen bis auf die Spannung AD erhitzt. Sodann verschiebt sich der Arbeitskolben unter unveränderlicher Spannung bis das Volumen OE gebildet ist. (Das Eintrittsventil ist während dieser Periode geöffnet.) Jetzt beginnt die Expansion (das Eintrittsventil ist also geschlossen); am Ende derselben ist das Volumen $= OG$, die Spannung $= GH$. Der Kolbenhub ist beendet, das Austrittsventil wird geöffnet und die Spannung der Luft sinkt bis auf den Atmosphärendruck herab. Das Luftvolumen OG wird bei dem nun erfolgenden Rückgange des Kolbens hinausgeschoben und frische Luft angesaugt.

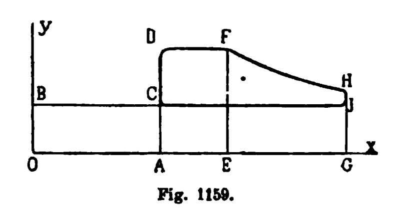


Fig. 1159.

Bei den geschlossenen Maschinen wird ein und dasselbe Luftquantum, ohne dass dasselbe die Maschine verlässt, abwechselnd erhitzt und wieder abgekühlt, wobei es jedesmal die durch die Erwärmung aufgenommene Arbeit an die Maschine abgiebt. Dieselben werden ebenfalls einfachwirkend gebaut, da die Kolbenliderung, wenn sie auf beiden Seiten stetig von erhitzter Luft berührt wird, bald unbrauchbar sein würde. Bei den geschlossenen Maschinen hat man im wesentlichen folgende Theile zu unterscheiden: den Feuerraum, den Arbeits- oder Heisscylinder und einen Compressions- oder Kaltcylinder, welche letzteren entweder in einem Stück vereinigt oder voneinander getrennt angeordnet sein können. Die Luftpumpe fällt hier fort, weil stets nur ein und dasselbe Luftquantum benutzt wird. In dem Arbeitscylinder bewegt sich der luftdicht an die Wandungen anschliessende Kolben vorwärts durch den infolge der Erwärmung der eingeschlossenen Luft entstehenden Ueberdruck, rückwärts wie bei offenen Maschinen durch die lebendige Kraft des Schwungrades. In dem Kaltcylinder bewegt sich der sogenannte Verdränger, ein Plunger oder Kolbenrohr, welches die Aufgabe hat, die Luft abwechselnd nach dem Feuertopf und dem kalten Theile des Cylinders zu schaffen und nur soviel Kraft zu seiner Bewegung erfordern soll, als die Stopfbüchsen- und die rollende, eventuell gleitende Reibung (bei liegender Aufstellung) verursachen. Die Kurbel des Heisscylinders eilt jener des Kaltcylinders voraus oder umgekehrt, wodurch die der Wirkungsweise der Maschine entsprechende relative Bewegung der beiden Kolben erreicht wird. Erhitzung und Abkühlung der in der Maschine eingeschlossenen Luft muss bei jeder Umdrehung der Maschine einmal erfolgen und erfolgt erstere, indem die Luft mit den Wänden eines Feuertopfes in Berührung kommt, welcher mit dem communicirenden Hohlraume beider Cylinder in Verbindung steht und in einem ihn umgebenden Ofen bis zur Rothglühhitze erhitzt wird. Die Abkühlung der Luft erfolgt dadurch, dass die den Verdränger umgebenden Cylinderwandungen durch äussere Wassercirculation soweit abgekühlt werden, dass sie der mit ihnen in Berührung kommenden heissen Luft den grössten Theil ihrer Wärme entziehen können. Um behufs Abkühlung und Erhitzung der Luft die Berührung derselben mit den Wandungen der Maschine zu einer recht innigen zu machen, lässt man sie in möglichst dünnen Schichten über die Heiz- resp. Kühlflächen streichen.

Die geschlossenen Heissluftmaschinen besitzen weder Saug-, Druck- noch Steuerventile und ist ihr Gang infolge dessen nahezu geräuschlos.

Der Vorgang in einer geschlossenen Heissluftmaschine ist principiell folgender: Zu Anfang des Hubes befindet sich in der Maschine die auf das Volumen OA comprimirte Luft, Fig. 1160, welche höhere als atmosphärische Spannung $= AC$ besitzt; sie wird nun bei constantem Volumen $= OA$ erhitzt, bis die Spannung $= AD$ geworden ist. Bis die Luft das Volumen OE angenommen hat, bleibt der Druck constant $= AD$, dann erfolgt die Expansion, sodass am Ende des Hubes die Luft das Volumen OG und die Spannung GH hat. Jetzt tritt unter constantem Volumen eine Abkühlung bis auf den Atmosphärendruck GI ein, darauf wird comprimirt bis OK und hierbei in dem Maasse abgekühlt, dass die Spannung constant $= GI$ bleibt. Von nun an erfolgt Comprimiren ohne Abkühlung, sodass die Spannung am Ende des Kreisprocesses wieder den Anfangswerth AC erreicht.

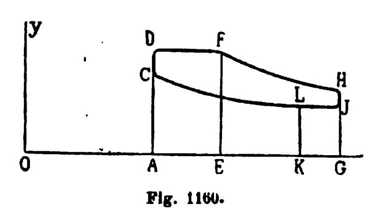


Fig. 1160.

Der Kohlenverbrauch der Heissluftmaschinen beträgt ca. 4 — 5 kg bester Steinkohle oder Coaks pro Stunde und Pferdekraft. Hierbei ist man jedoch an kein bestimmtes Brennmaterial gebunden, sondern man kann z. B. dort, wo Fabrikationsabfälle als: Sägespäne, Lohe etc. zur Verfügung stehen, auch diese nutzbringend verwenden.

Obwohl die geschlossenen Maschinen theoretisch einen grösseren Nutzeffect geben, da durch die beständige Circulation eines und desselben Luftquantums in der Maschine weit weniger Wärmeverluste stattfinden als bei den offenen Maschinen, so ist doch die Anwendung der letzteren in der Praxis oft rationeller,

da die diesen Maschinen entströmende heisse Luft mit Vortheil zum Heizen von Localitäten, zum Vorwärmen von Flüssigkeiten etc. benutzt werden kann. Dazu kommt noch, dass die Beschaffung des Kühlwassers für geschlossene Maschinen oft mit wesentlichen Unkosten verknüpft ist. Dagegen ist die Anwendung der geschlossenen Maschinen dort nothwendig, wo die durch die abziehende heisse Luft verursachte Wärme lästig und das erwärmte Kühlwasser nutzbringend weiter zu verwenden ist. Es sind also bei der Wahl der Art der Heissluftmaschinen lediglich locale Verhältnisse zu berücksichtigen.

Nach diesen allgemeinen, hauptsächlich dem Werke von Musil „Motoren für das Kleingewerbe" entnommenen Erläuterungen mögen die bemerkenswerthesten Constructionen von Heissluftmaschinen besprochen werden.

Offene Heissluftmaschine mit geschlossener Feuerung von Julius Hock in Wien. Die Construction dieser einfachwirkenden Maschine ist aus Fig. 1161—1164 ersichtlich. *a* ist der Arbeitscylinder, auf welchen der Luftpumpencylinder *p* aufgesetzt ist. Zwischen beiden ist ein entsprechend hohes, durchbrochenes Zwischenstück *g* angebracht, in welchem die gekröpfte Schwungradwelle *W* ihre Lagerung hat. Der Arbeitskolben *c* ist mit dem Pumpenkolben *d* durch Anker *i* fest verbunden, sodass beide gleichen Hub und gemeinschaftliche Schubstange *h* besitzen, welch letztere die Kolbenbewegung auf die Schwungradwelle überträgt. Das Kurbelstangenlager *k* ist am Pumpenkolben angebracht, um es möglichst wenig der Wärme auszusetzen. Pumpen- und Arbeitskolben besitzen als Dichtung federnde Metallringe und ist der Arbeitskolben an der unteren Seite durch einen Blechcylinder *l* gegen die directe Einwirkung der Heizgase geschützt. Das obere Ende des Luftpumpencylinders wird durch das bequem zugängliche Ventilgehäuse, welches das Saugventil *e* und das Druckventil *f* enthält, abgeschlossen.

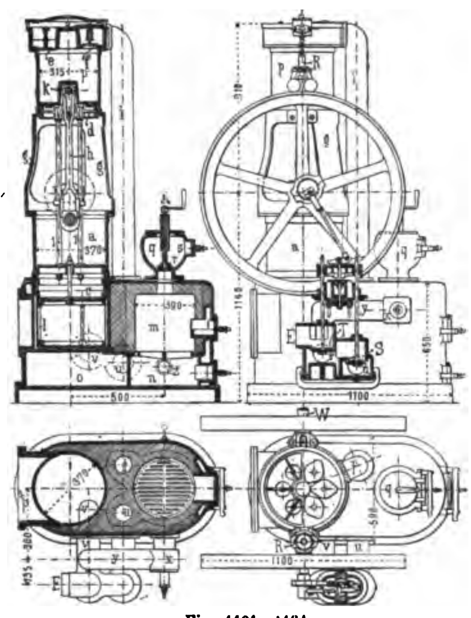


Fig. 1161—1164.

Der Feuerungsraum *m* befindet sich über dem luftdicht abzuschliessenden Aschenfall *n* und ist von einer Chamottemasse eingefasst. Das Brennmaterial wird bei *s* bei geschlossenem Ventil *r* in den Trichter *q* gebracht. Nachdem dies geschehen, wird die Oeffnung *s* abgeschlossen und das Ventil *r* geöffnet. An der vorderen Seite ist der Feuerungsraum mit einer luftdicht schliessenden Thür versehen, durch welche beim Anheizen das Brennmaterial einzubringen ist, während die hierbei erforderliche Luft durch die geöffnete Aschenfallthür zugeführt wird. Die Einführung der während des Betriebes zur Verbrennung erforderlichen, sowie der zu erhitzenden Luft, erfolgt, da der Ofen dann überall dicht verschlossen sein muss, von der Luftpumpe aus durch das Druckrohr *t* und gelangt die erstere durch *z* direct in den Aschenfall *n* unter den Rost, während letztere zunächst in die Sockelabtheilung *o* (Vorwärmer) gedrückt und von hier aus in den Feuerraum geleitet wird. Die erhitzte und mit den Verbrennungsgasen gemischte Luft wird durch die Rohre *u* und *v*, welche durch einen gemeinschaftlichen Ventilkasten verbunden sind, dem Arbeitscylinder unter Vermittelung der Steuerventile *S* und *T* zugeführt. Diese Ventile werden von der Schwungradwelle aus zu den bestimmten Augenblicken mittelst des aus den Figuren ersichtlichen Bewegungsmechanismus geöffnet. Ist *S* geöffnet und *T* geschlossen, so kann die erhitzte Luft aus dem Feuerraum durch das Rohr *u* und *v* in den Cylinder treten und den Arbeitskolben emporschieben. Bei geschlossenem Ventil *S* und geöffnetem Ventil *T* dagegen tritt die verbrauchte Luft während des Kolbenniederganges durch *v* zurück und durch *E* in den Schornstein.

Soll die Maschine abgestellt werden, so wird das im Rohr *y* befindliche, während des Betriebes geschlossene Ventil *x* geöffnet, wodurch bewirkt wird, dass die Verbrennungsgase direct in den Schornstein entweichen. Der Regulator *R* der Maschine wirkt in der Weise, dass er bei einer Geschwindigkeitserhöhung das Druckventil *f* öffnet, bis die normale Tourenzahl wieder erreicht ist. *P* ist ein abnehmbarer Reinigungsdeckel.

Die Wirkungsweise der Maschine ist folgende: Bei Beginn des Aufwärtsganges des Kolbens wird durch die Steuerung das Eintrittsventil *S* geöffnet und das Druckventil *f* der Luftpumpe gehoben, während gleichzeitig das Saugventil *e* und das Auslassventil *T* geschlossen werden. Das ganze in der Maschine vorhandene, durch den Arbeitskolben einerseits und den Luftpumpenkolben anderseits begrenzte Luftquantum hat in diesem Momente dieselbe Spannung, welche die Luft im Feuerraume besitzt und beträgt der Druck annähernd 0,7 kg pro qcm über den äusseren Luftdruck. Dieser Druck bleibt während des ganzen Hubes bei ganzer Füllung nahezu constant und es ist mithin die indicirte Arbeit in Pferde-

stärken, wenn $F-f$ die Flächendifferenz des Arbeits- und Luftpumpenkolbens in Quadratmetern und s den Hub in Metern bezeichnet $= \frac{0,7 . 10000 (F-f) s}{75}$. Bei der höchsten Stellung des Kolbens werden die Ventile S und f geschlossen und T und e geöffnet. Der Arbeitskolben schiebt während des Rückganges die verbrauchte Luft durch v, T und E in den Schornstein, während gleichzeitig der Pumpenkolben wieder frische Luft durch das Ventil e ansaugt. Das in der Maschine enthaltene, durch die Ventile S und f begrenzte Luftquantum wird während des Niederganges des Arbeitskolbens erwärmt und hat am Ende desselben die zum Emportreiben der Kolben nöthige Spannung. Schon früher wurde erwähnt, dass der Niedergang des Kolbens lediglich durch die aufgespeicherte lebendige Kraft in den Schwungmassen bewirkt wird. In neuerer Zeit lässt man auch diese Maschinen mit Expansion arbeiten. Bei den neuesten von Hock gebauten Maschinen ist nach Messungen mittelst des Indicators der grösste Ueberdruck p beim Kolbenaufgang für Masch. von 1 HP $p = 0,7$ kg pr. qcm
„ „ „ 2 „ $p = 1,0$ „ „ „
„ „ „ 3 „ $p = 1,0$ „ „ „
„ „ „ 4 „ $p = 1,2$ „ „ „

Dimensionen und Gewichte der Hock'schen Heissluftmaschinen.

Leistung in HP	Länge mm	Breite mm	Höhe mm	Gewicht kg	Touren pro Min.
1	1030	1200	1660	1200	130
2	1070	1200	2110	1500	150
3	1240	1340	2190	2000	160
4	1350	1360	2400	2400	160

Geschlossene Heissluftmaschine von Lehmann (Fig. 1165—1169). ABC ist ein aus drei verschiedenen Längenstücken A, B und C zusammengesetzter gusseiserner Cylinder, der vorn mit einem ebenfalls aus Gusseisen bestehenden Mantel R umgeben ist. Der Feuertopf C ist in einem Ofen eingemauert, in welchem er von den auf dem Roste s entwickelten Verbrennungsgasen umspült wird. In dem vorn offenen Cylindertheile A befindet sich der Arbeitskolben D, dessen Bewegung durch die Zugstangen E, E auf den gabelförmigen Hebel F und mittelst der Leitstange G und der Kurbel H auf die Schwungwelle J übertragen wird, sodass einem Hin- und Rückgange des Arbeitskolbens eine Umdrehung der Maschinenwelle entspricht. Der Arbeitskolben D ist mit einem nach innen gerichteten Lederstulp derart gedichtet, dass, sobald die im Cylinder A, B, C herrschende Spannung grösser ist als die Spannung der äusseren Luft, das Entweichen der inneren Luft verhindert wird, jedoch der äusseren Luft der Eintritt ins Innere des Cylinders gestattet ist, sobald dort die Spannung unter die der Atmosphäre sinkt.

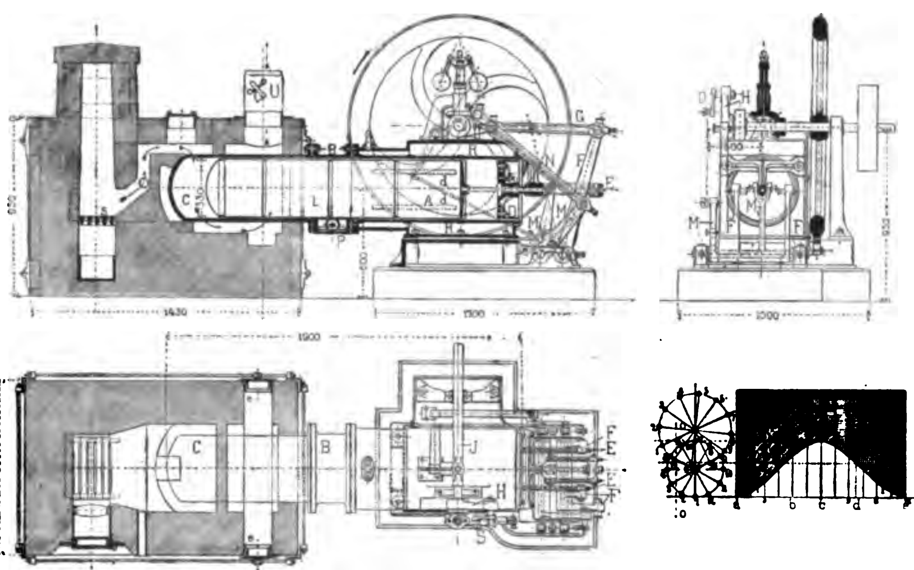


Fig. 1165—1169.

Innerhalb des durch den Arbeitskolben einerseits und den Boden des Feuertopfes anderseits begrenzten Raumes von A, B und C bewegt sich ferner ein in allen seinen Theilen luftdicht genieteter Blechcylinder L, der Verdränger, dessen Bewegung durch die gegen die Arbeitskurbel in einem Winkel von 65—75° aufgesetzte Gegenkurbel O mittelst der Stange N, der Hebel M und M_1 und der mit dem Verdränger verbundenen Führungsstange erfolgt. Letztere geht luftdicht durch den Arbeitskolben; der Verdränger wird noch durch Führungsstreifen dd an den Wandungen des Hauptcylinders geführt und ausserdem von der hin- und hergleitenden Rolle P getragen.

Zwischen den Cylinderwandungen und dem Verdränger ist soviel Spielraum, dass der Querschnitt des dadurch gebildeten ringförmigen Raumes gross genug ist, um der Luft beim Durchströmen keinen grossen Widerstand zu bieten, und anderseits klein genug, um eine rasche Erwärmung oder Abkühlung derselben zu erzielen.

Der zwischen dem Mantel R und dem Arbeitscylinder AC befindliche freie Raum ist stets mit

Kühlwasser gefüllt, wobei man in der Regel die Circulation dieses Kühlwassers durch Anwendung einer kleinen Pumpe S beschleunigt.

Der Regulator presst bei zu schnellem Gange der Maschine einen Bremsklotz gegen das Schwungrad, um so den momentanen Kraftüberschuss in Reibungsarbeit umzusetzen.

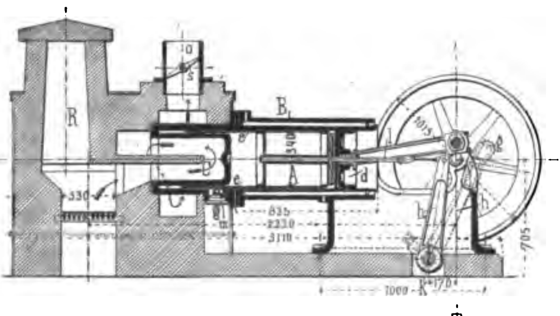
Bewegt sich der Verdränger gegen den Feuertopf C, so wird die im letzteren befindliche heisse Luft von demselben verdrängt und tritt durch einen engen, ringförmigen Zwischenraum von 2½—5 mm radialer Ausdehnung nach vorn in den Raum A. Bewegt sich hingegen der Verdränger L vom Topfe weg, so drängt er die Luft aus dem Raume A in den Feuertopf zurück und sobald der Raum in dem letzteren grösser wird als der Raum A, erhöht sich die Spannung der im Feuertopfe befindlichen Luftmenge, welche Spannung sich auf die kühlere Luft in A und mithin auf den Kolben D überträgt. Die innere Luft wird also das eine Mal erhitzt und ausgedehnt, wobei sie den Arbeitskolben nach aussen schiebt und durch das Arbeitsgestänge die Schwungradwelle umdreht; das andere Mal kühlt sie sich ab und die Retourbewegung des Arbeitskolbens erfolgt durch die lebendige Kraft des Schwungrades. Die Bewegung beider Kolben lässt sich mit Hilfe des Diagrammes in den Fig. 1165—1169 leicht übersehen. Es ist in demselben ae die rectificirte Kreislinie, welche mit dem halben Hube des Arbeitskolbens als Radius erhalten wird. Theilt man diesen Kreis in eine Anzahl gleicher Theile (etwa 12), projicirt die erhaltenen Theilpunkte auf den Durchmesser des Kreises und errichtet diese Projectionen als Ordinaten in den zugehörigen Theilpunkten der Linie ae, so erhält man durch Verbindung der Endpunkte der Ordinaten die Curve I, I. In ähnlicher Weise erhält man die Curve II, II für den Verdränger, nur muss beachtet werden, dass die Verdrängerkurbel mit einem Voreilungswinkel von ca. 65° gegen die Arbeitskurbel aufgesetzt ist.

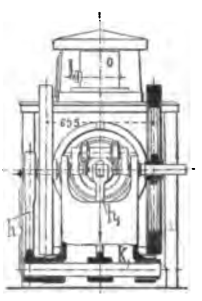
Diese beiden Curven lassen deutlich den Wechsel erkennen, der in der gegenseitigen Lage beider Kolben eintritt; die schraffirten Flächen des Diagramms zeigen die Volumenveränderungen, welche der Raum A zwischen Arbeitskolben und Verdränger, der die abgekühlte Luft enthält, und der Raum B zwischen dem Verdränger und dem Boden des Feuertopfes, der mit erhitzter Luft angefüllt ist, erleidet.

Leistung, Dimensionen und Betriebsverhältnisse der Lehmann'schen Luftmaschine nach Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Actien-Gesellschaft.

Pferdestärke	Arbeitskolbendurchm. mm	Kolbenhub mm	Riemenscheibendurchm. mm	Länge (der Maschine incl. Ofen) mm	Breite (der Maschine incl. Ofen) mm	Höhe (der Maschine incl. Ofen) mm	Gewicht ca. (der Maschine incl. Ofen) kg	Kolbenspiele pro Min.	Kühlfläche des Cylinders qm	Feuertopffläche qm	Rostfläche qcm
1/12	160	80	235	1608	460	843	200	120	0,24	0,12	305
1/4	222	120	235	2160	920	1200	670	100	0,35	0,34	410
1/3	250	130	314	2414	770	1230	600	100	0,54	0,40	410
3/4	330	175	470	3250	1110	1530	1050	100	0,82	0,80	666
1	372	175	550	3468	1180	1498	1650	90	1,45	1,04	800
1½	450	175	628	3835	1318	1740	2500	90	2,73	1,50	916
2	525	220	785	4356	1414	1768	3000	90	2,84	1,80	1104
2—3	550	220	835	4356	1414	1768	3200	80	2,97	2,00	1600
3—4	600	235	940	5690	1650	2050	4000	60	4,15	2,73	2200

Mittlerer Druck auf den Kolben = 0,55 kg pro qcm; Brennmaterialverbrauch bei zehnstündiger Arbeit 1 Hektoliter Gascoaks pro 1 HP.





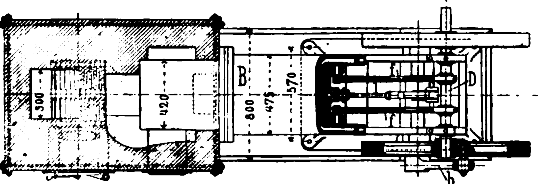


Fig. 1170—1172.

Die **Hochdruck-Heissluftmaschine (Patent Stenberg)**, ausgeführt von Gebr. Sachsenberg, Maschinenfabrik und Eisengiesserei in Rosslau a/E. ist durch die Fig. 1170 bis 1172 veranschaulicht. Der nach vorn offene Cylinder A ist von dem gusseisernen Mantel B umgeben und in dem so gebildeten Hohlraume befindet sich das Kühlwasser. Nach hinten ist der Cylinder durch den Feuertopf C luftdicht abgeschlossen. d ist der Arbeitskolben, ee ein vorn geschlossener, hinten glockenförmig offen gestalteter Blechcylinder (Verdränger). Die Bewegung des Kolbens wird durch die zwei Schubstangen ff auf die Schwungradwelle D übertragen, von welcher Welle auch der Verdränger ee mittelst der Schleife g, der beiden auf die Welle k gekeilten Hebel h und h_1 sowie der mit letzterem ver-

bundenen Zugstange l bewegt wird. Der hintere Theil des Verdrängers wird von der Rolle m getragen, welche auf einem geraden Steg rollt.

Die Wirkungsweise der im Cylinder A eingeschlossenen Luft ist genau dieselbe wie die der soeben besprochenen Lehmann'schen Maschine.

Der Ofen ist als Füllofen construirt; der Abzug der Verbrennungsgase erfolgt durch das Rohr o, welches mit einer Klappe s zum Reguliren versehen ist.

Tabelle der Hochdruck-Heissluftmaschinen
(Patent Stenberg).

Pferdekräfte	Dimensionen incl. Ofen Breite mm	Länge mm	Gewicht kg
1/4	600	1300	250
1/2	700	2300	500
3/4	750	2750	850
1—1 1/2	1000	3500	1500
2—2 1/2	1200	4400	2500

Geschlossene Heissluftmaschine von Ericsson. Diese in den Fig. 1173—1174 dargestellte Maschine ist für kleinere Leistungen und speciell für häusliche Zwecke zum Heben von Wasser construirt, wobei letzteres, indem es den Arbeitscylinder umspült, gleichzeitig als Kühlwasser dient. Die Maschine von Ericsson kann natürlich mit geringen Modificationen auch als Motor für irgendwelche andere Zwecke dienen.

Der oben offene Cylinder C enthält den Arbeitskolben A und den Verdränger B und wird an seinem unteren Theile bei M durch Gas oder irgendein anderes Brennmaterial erhitzt. Der Verdränger, dessen äusserer Durchmesser etwas kleiner ist als der lichte Durchmesser des Arbeitscylinders, ist ein hohler Blechcylinder und in seinem oberen Theile a mit Wolle oder dgl. angefüllt; unmittelbar unter demselben befindet sich eine Schicht b von Holzkohle oder einem anderen schlechten Wärmeleiter zwischen zwei Blechplatten eingeschlossen, um zu verhüten, dass die Wollschicht a Feuer fängt. Der Arbeitskolben A ist mittelst der Kolbenstange a_1 und des Gelenkes a_2 mit dem Balancier E verbunden, welcher durch die Pleuelstange d mit der auf der Hauptwelle m sitzenden Kurbel D in Verbindung steht, von welcher die Bewegung durch die Pleuelstange f, den Winkelhebel $g g_1$ und die Seitenstangen h auf die Kolbenstange b_1 des Verdrängers B übertragen wird, welche luftdicht durch die hohle Kolbenstange a_1 hindurchgeht. Während der Aufwärtsbewegung des Verdrängers gelangt nun die kalte Luft von dem oberen Theile des Cylinders durch den ringförmigen Raum zwischen Verdränger und Cylinder in den unteren Theil desselben, den Feuertopf, und wird hier erhitzt. Infolge dessen expandirt dieselbe und treibt den Arbeitskolben nach oben. Dieser beginnt seinen Hub aber erst, nachdem der Verdränger 3/4 seines Weges zurückgelegt hat; letzterer beginnt seinen Niedergang kurz zuvor, ehe der Arbeitskolben seinen Hub vollendet hat. Hierbei dringt die heisse Luft aus dem Feuertopfe in den oberen, kalten Theil des Cylinders, wird hier abgekühlt und bewirkt dadurch den Niedergang des Arbeitskolbens. Der Verdränger hat seinen Niedergang vollendet, nachdem der Arbeitskolben erst ein Drittel desselben zurückgelegt hat. Mit dem rechten Arme des Balanciers ist rechts vom Cylinder der Kolben der Pumpe J verbunden und dadurch bei einem geringen Hub des Arbeitskolbens ein viel grösserer Hub des Pumpenkolbens erreicht. Das Wasser gelangt aus der Pumpe durch die Oeffnung o in den Raum k, welcher den oberen Theil des Cylinders umgiebt, um hier erst als Kühlwasser zu dienen und dann durch das Rohr r weiter befördert zu werden.

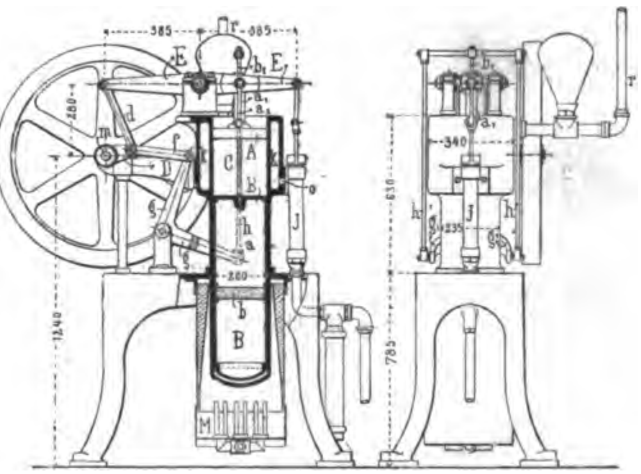


Fig. 1173—1174.

Geschlossene Heissluftmaschine oder Compresssionsmaschine von Rider (Fig. 1175 bis 1176). Die Maschine ist einfachwirkend und besteht im wesentlichen aus einem Compressionscylinder B_1 und einem Arbeitscylinder B, zwischen welchen sich der Regenerator F befindet. Zwischen den Wandungen des Cylinders E circulirt beständig Wasser, welches entweder einem Reservoir entnommen wird, oder durch eine Pumpe G in den schmalen Hohlraum des Cylinders E geschafft wird. Der Cylinder A ist in den Ofen C hineingebaut und zwar derart, dass denselben ein schützender Mantel umgiebt, wobei zugleich ein nach oben gerichteter domförmiger Körper D des Mantels in den Cylinder A hineinragt und die Heizfläche vergrössert.

Die Cylinder B und B_1 sind oben durch Packungen, bestehend aus zwei Lederscheiben, zwischen denen ein eiserner Ring sitzt, abgedichtet. Der Regenerator F besteht aus einer grossen Anzahl an ihren

Kanten gedichteter Platten, durch welche die Luft durchstreichen muss, wobei sie entweder Wärme empfängt oder abgiebt, je nachdem sie vom Arbeitscylinder in den Compressionscylinder strömt oder umgekehrt.

Die Wirkungsweise ist folgende: Die beiden Kurbeln b, b_1 sind um einen Winkel von 95° gegeneinander verstellt. Es ist einleuchtend, dass beim Herabgehen des Cylinders B_1 aus seiner höchsten Stellung der Cylinder B ebenfalls herabgeht, wodurch die unterhalb B_1 befindliche Luft comprimirt wird und durch den ringförmigen Raum zwischen E und B_1 in abgekühltem Zustande bei einer weiteren Drehung der Kurbel, wobei der Kolben B wieder in die Höhe geht, nach aufwärts und durch den Regenerator F, wo sie die erste Wärme empfängt, unter den Kolben B strömt. Von F gelangt die Luft zunächst in den schmalen Raum zwischen dem Cylinder A und dem oben erwähnten Mantel und streicht dann zwischen A und D nach aufwärts, den Kolben B infolge der erlangten Spannung aufwärts treibend. Der wirksame Arbeitsdruck ist während dieser Periode, also während der Compressionskolben nieder- und der Arbeitskolben aufwärts geht, gleich der Druckdifferenz zwischen Kalt- und Warmcylinder. Zu Ende des gleichzeitigen Niederganges beider Kolben ist die Luft um ca. $^1/_3$ ihres früheren Volumens comprimirt; beide consumiren während dieser Periode zur Compression Arbeit, welche durch die lebendige Kraft des Schwungrades geleistet werden muss.

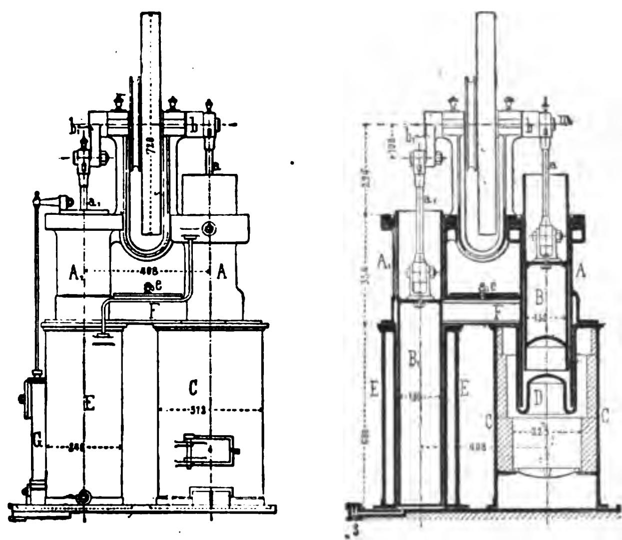


Fig. 1175—1176.

Von dem Momente an, als beide Cylinder den entgegengesetzten Weg beschrieben, findet natürlich keine Compression mehr statt, und wirkt der Cylinder B_1 als blosser Verdränger.

Gehen beide Kolben nach aufwärts, so wird der Luft stets Wärme zugeführt, gleichzeitig aber auch durch den Uebertritt in den Kaltcylinder und infolge der Expansion Wärme entzogen, die Luft expandirt somit bei gleichbleibender Temperatur entsprechend der Volumenzunahme. Der Arbeitsdruck ist während dieser Periode gleich der Summe der Drücke auf beide Kolben.

Dimensionen der Heissluftmaschinen (System Rider).

Leistung in HP	Durchm. der Cylinder mm	Höhe bis über das Schwungrad mm	Grundfläche mm × mm	Gewicht kg	Umdrehungen pro Min.
1	152	1730	710 × 1030	600	120
2	255	2185	810 × 1320	1300	100
3	355	—	—	—	100
5	508	—	—	—	100

In der Fussplatte ist ein Ventil g angebracht, das selbständig durch den atmosphärischen Druck für den Ersatz der während des Ganges der Maschine verlorenen Luft sorgt. Der Hahn e dient zum Abstellen der Maschine; beim Oeffnen desselben entweicht die heisse gespannte Luft und die Maschine wird somit zum Stillstand gebracht.

K. Gaskraft- und Petroleummaschinen.

1. Gasmotoren.

Durch die Gaskraftmaschinen wird ein Theil der bei Verbrennung eines Gemisches von Leuchtgas und atmosphärischer Luft (1 : 5 bis 1 : 20) erzeugten Wärme als motorische Kraft für die Maschine verwendet. Hierbei erfolgt die Verbrennung des Gasgemisches direct im Arbeitscylinder, dessen Kolben durch die explodirenden Verbrennungsgase bewegt wird. Das Mischungsverhältniss von Gas und Luft kann ein verschiedenes sein und erreicht die Explosion einer Mischung von einem Theile Gas und acht bis zehn Theilen Luft unter starker Detonation ihren grössten Effect.

Die Gasmotoren dienen wie die Heissluftmotoren fast ausschliesslich dem Kleingewerbe und zeichnen sich vor letzteren dadurch aus, dass sie keiner besonderen Feuerungsanlage bedürfen, sondern lediglich und zu jeder Zeit nach Oeffnen eines Gashahnes in Gang gesetzt werden können; auch bleiben die ›Betriebs-

kosten trotz des theueren Betriebsmaterials gegenüber denen der Heissluftmaschinen ziemlich die gleichen, da bei letzteren während der Betriebspausen die Feuerung unterhalten werden muss.

Die heutigen Gasmaschinen lassen sich nach ihrer Wirkung in zwei verschiedene Classen theilen, und zwar 1. in directwirkende, bei denen die Explosionskraft den Kolben bewegt, der durch Lenkstange und Kurbel direct mit dem zu überwindenden Widerstande in Verbindung gesetzt wird; 2. in indirectwirkende oder atmosphärische Gasmaschinen, bei welchen die Explosion nur dazu dient, unter dem Kolben einen luftverdünnten Raum zu erzeugen, sodass der Druck der atmosphärischen Luft den Kolben arbeitsverrichtend verschiebt.

Von den hier zu besprechenden Maschinen gehören die von Otto und Bisschop der ersten und diejenigen von Gilles der zweiten Classe an.

Die atmosphärische Gaskraftmaschine von Gilles, Fig. 1177—1178, hat folgende Einrichtung: In dem Cylinder A befinden sich zwei Kolben B und C, von denen der eine C, der eigentliche Arbeitskolben, durch die Schubstange p mit der gekröpften Schwungradwelle verbunden, der zweite obere B, der sogenannte Flugkolben, aber lose beweglich ist. Beim Niedergange folgt B, von dem äusseren Luftdruck getrieben, dem anfangs von dem Schwungrad gezogenen Kolben C so lange, bis ein Buffer D am äussersten Ende der mit B verbundenen Stange b von einem über dem oberen Cylinderdeckel befindlichen Bügel aufgefangen wird. Jetzt steht B still; gleichzeitig öffnet der Schieber E den Canal a, und C bewegt sich weiter vorwärts. Zwischen B und C entsteht eine Luftverdünnung, sodass durch den Kanal a Gas und Luft angesaugt werden, welches Gemenge, sobald es in genügender Quantität vorhanden ist, mit einer durch die Flamme eines Brenners angezündeten Gasmenge, die sich in einer Schieberhöhlung befindet, zusammentritt und explodirt. Hierdurch wird der Kolben C bis an das Ende seines abwärts gerichteten Hubes getrieben und der Kolben B bis fast an den oberen Cylinderdeckel aufwärts bewegt. Damit ist eine zweite Luftverdünnung hergestellt, deren Folge die Aufwärtsbewegung von C ist. Bei dieser Bewegung bildet sich oberhalb des Flugkolbens durch die nicht rasch genug entweichende Luft ein Luftbuffer, sodass ein heftiges Anschlagen des Kolbens gegen den Cylinderdeckel nicht zu befürchten ist. Da der Cylinder unten und oben offen ist, so hat der Kolben B offenbar das Bestreben, sich abwärts zu bewegen, woran er jedoch durch eine besondere Vorrichtung gehindert wird, welche erst gegen das Ende des nach oben gerichteten Hubes von C den Kolben B freigiebt, der jetzt, vom äusseren Luftdruck getrieben, sofort dem Kolben C entgegeneilt und die noch zwischen C und B befindlichen Verbrennungsproducte hinaustreiben hilft. Hierauf wiederholt sich derselbe Vorgang.

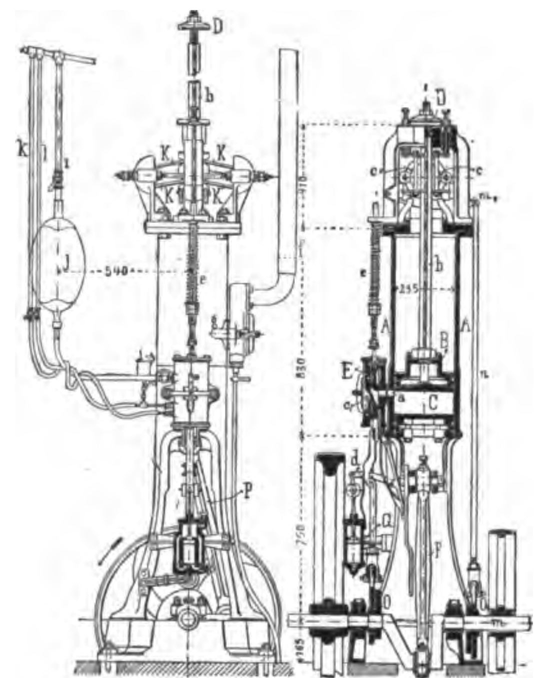


Fig. 1177—1178.

Von den auf die Schwungradwelle gekeilten Excentern o und o_1 bewegt ersteres den Vertheilungsschieber E, steht mit diesem aber nicht in starrer Verbindung, indem die Excenterstange von der Schieberstange gabelförmig umfasst wird, sodass diese von jener nur beim Aufgange des Schiebers getrieben wird. Ein Hebel d, an dessen Ende ein Gewicht wirkt, und eine Spiralfeder e oberhalb des Schieberkastens drücken den Schieber nach unten. Um dabei zugleich eine Geschwindigkeitsregulirung der Maschine zu bewirken, ist jenes Gewicht an dem oberen Ende der Stange einer kleinen Pumpe G angebracht, die abwechselnd irgendeine Flüssigkeit ansaugt oder ausstösst. Wenn die Maschine zu rasch läuft, ist infolge dessen der Schieber noch nicht vollständig abwärts gezogen, wenn das Excenter bereits beginnt, ihn wieder aufwärts zu schieben; es kann somit auch nur wenig oder gar nichts von der Gasmischung in den Cylinder strömen und also auch nur eine geringe oder keine Explosion stattfinden.

Die Vorrichtung für das Festhalten der Stange b zeigt nachstehend beschriebene Construction: Oberhalb des Cylinders wird b von zwei Lagerschalen c c umschlossen. Jede derselben hat eine verticale Nuth, in welche die abgerundeten Enden der vier schräg nach oben gerichteten Hebel K eingreifen. Spiralfedern drücken die letzteren abwärts, pressen damit die Schalen gegen die Stange b und rufen eine Reibung hervor, welche genügt, b festzuhalten. Ein von dem Excenter O_1 aus bewegter einarmiger Hebel n, der unter die Schalen c greift, bewirkt das rechtzeitige Auslösen und Angreifen dieser Vorrichtung. Durch g und f entweichen die Verbrennungsproducte; h ist eine Oeffnung, welche dem innerhalb des Schiebers brennenden Gase die erforderliche Luftmenge zuführt. Bei c_1 treten Luft und Gas in den Schieberkasten ein. Der

Schlauch *i* führt der Maschine das Gas zu, wobei der Druck desselben durch den auf dem Gummisack *J* lastenden Atmosphärendruck constant erhalten wird. *k* führt dem Brenner im Schieberkasten Gas zu, während *l* das Gas liefert, welches sich an dieser Flamme entzündet und so die Explosion des Gemenges aus Luft und Gas im Cylinder vermittelt.

Leistungen, Dimensionen und Gewichte der Gaskraftmaschinen von Gilles.

		Einfache Maschinen				Zwillingsmaschinen		
Leistung in Pferdestärken		1/3	2/3	1	1 1/2	2	2	3	4
Durchmesser d. Riemenscheibe	mm	600	700	800	900	1000	800	900	1000
Umdrehungen pro Min.		50—45	45—40	40—35	35—30	30—28	40—35	35—30	30—28
Länge der Maschinen	mm	1300	1500	1800	2100	2400	1500	1800	2100
Breite „ „	mm	940	1200	1300	1300	1500	1800	2200	2600
Höhe „ „	mm	2500	2800	3400	3500	3900	2900	3500	3900
Gewicht „ „	kg	600	900	1500	1600	2000	2400	3200	4000

Gasverbrauch pro Pferdekraft und Stunde = 3/4 cbm.

Otto's neuer Motor, Fig. 1179—1190, ist eine directwirkende Gasmaschine. Dieselbe besteht ganz nach Art der horizontalen Dampfmaschinen aus einem horizontalen, an den Rahmen *B* geschraubten Cylinder *C*, in welchem sich ein gut gedichteter Kolben *d* befindet, der mittelst Kolbenstange und Pleuelstange seine geradlinige Bewegung auf die Kurbelwelle *D* überträgt, von welcher die Kraft durch eine Riemenscheibe abgeleitet wird. Der Cylinder ist an der der Kurbelwelle zugekehrten Seite offen und an der anderen, geschlossenen Seite mit einer Oeffnung *a* für den Eintritt des Gases versehen. Die Ausströmungsöffnung für die Verbrennungsproducte befindet sich in der Wand des Cylinders. Zur Herstellung des zum Betriebe erforderlichen Gasgemisches, sowie zum rechtzeitigen Einlassen und Entzünden desselben und zum Auslassen der Verbrennungsproducte dient eine Steuerung, welche aus einem Schieber *R*, einem Einlassventil *r* und einem Auslassventil *s* mit den zugehörigen Bewegungsmechanismen besteht. Die Bewegung der Steuerungstheile geschieht durch eine Steuerwelle *G* und ist die Anordnung so getroffen, dass diese letztere eine Umdrehung macht, während die Kurbelwelle sich zweimal umdreht. Wenn der Kolben aus der äussersten linksseitigen Lage in die mittlere sich bewegt, so wird Luft und bei weiterer Bewegung in die andere rechtsseitige Stellung ein Gemisch aus Luft und Gas angesaugt. Dieses Gasgemisch wird beim Rückgange des Kolbens comprimirt und in den sog. Compressionsraum am hinteren Ende des Cylinders gedrückt. Im Augenblicke, wo der Kolben den zweiten Vorwärtsgang antritt, wird durch eine Gasflamme das Gasgemisch entzündet; es erfolgt eine Explosion der vom Kolben am weitesten entfernten Schichten, während in den dem Kolben näheren Schichten die Flamme sich nur allmählich verbreitet. Durch die hierdurch entstehende Expansion wird nutzbare Arbeit auf den Kolben übertragen. Beim zweiten Rückgange des Kolbens werden durch das von der Steuerwelle geöffnete Auslassventil die Verbrennungsproducte zum grössten Theil hinausgedrängt, sodass nur der Compressionsraum noch mit denselben gefüllt bleibt. Wird nun das neue Spiel durch den folgenden Vorwärtsgang des Kolbens eingeleitet, so folgen dem Kolben zuerst die zurückgebliebenen Verbrennungsproducte, alsdann tritt, wie vorher, eine Quantität Luft und hierauf Gas in den Cylinder ein, und da die verschiedenen Gase sich nicht sofort mischen können, vielmehr in gewisser Art sich schichtenweise hintereinander lagern, so erklärt sich bei der Entzündung die allmähliche

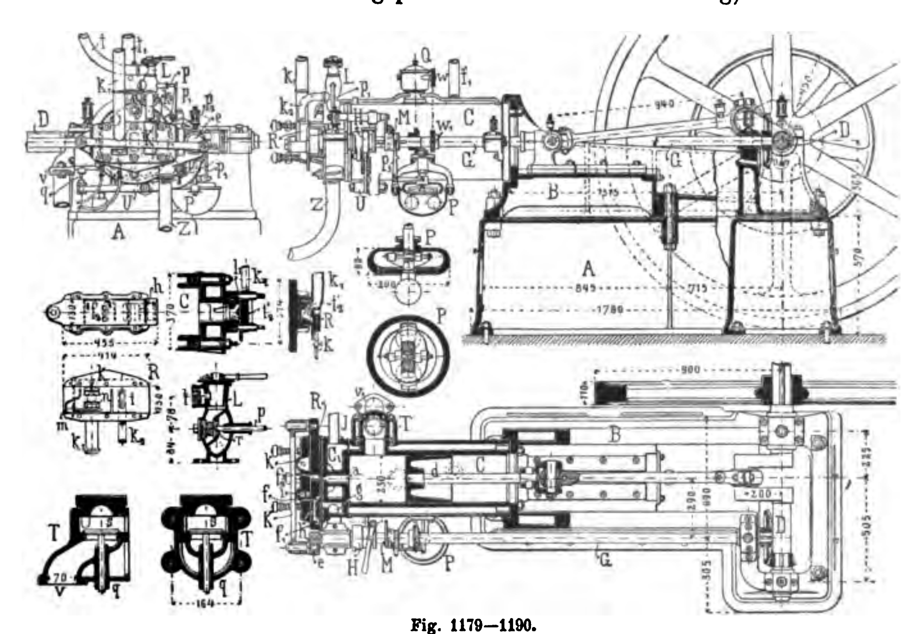


Fig. 1179—1190.

Verbrennung und Expansion, welche eine mehr drückende Wirkung (an Stelle der explosiven und stossweisen) ausübt und somit einen ruhigen Gang der Maschine erzeugt.

Das in dem Gehäuse *L* sitzende Einströmungsventil *r* ist aus Bronze und wird durch eine Spiralfeder auf seinen Sitz gepresst; dasselbe kann nur bei jeder Tour der Steuerwelle *G* durch Einwirkung der Daumenscheibe *M*, der Hebel p_1, p_2 und der mit dem Ventil verbundenen Stange *p* geöffnet werden. *t* ist das Gaszuführungsrohr.

Das Ausströmungsventil *s* befindet sich in dem Gehäuse *T*; es wird geöffnet durch eine auf der Steuerwelle befestigte Daumenscheibe und mittelst des zweiarmigen Hebels *U* und der Ventilstange *q*. Eine auf den Hebel *U* wirkende Spiralfeder hält dasselbe geschlossen. *V* ist das Rohr zur Abführung der gebrauchten Gase. Der Cylinder ist mit einem Kühlwassermantel umgeben. Das Wasser wird durch das Rohr *J* eingeführt und durch t_1 abgeleitet.

Der Schieber *R* erhält seine hin- und hergehende Bewegung von der Steuerwelle *G* aus durch die Kurbel *e* und die Stange *K*. Die Zuführung von Luft und Gas in den Cylinder mittelst des Schiebers geschieht durch die Oeffnungen *g*, *f*, f_1, *a* und *i*, *h*, *f*; erstere für Luft, letztere für Gas. Während des Kolbenrückganges wird, wie schon erwähnt, das angesaugte Gemenge comprimirt, der Schieber hat daher in dieser Periode die Maschine geschlossen zu halten. In der Zeit des Kolbenrückganges entsteht auch die Vermittelungsflamme, welcher die Entzündung des Gemenges im Cylinder obliegt. Der Schieber hat zwei Oeffnungen f_2, von denen die obere mit dem Gasrohr k_1 in Verbindung steht, während durch die untere atmosphärische Luft eintritt. Die Entzündung des auf diese Weise entstandenen Gemisches erfolgt durch die kleine Flamme *k*.

Den nur unter atmosphärischem Drucke stehenden brennenden Gasen der Vermittelungsflamme würde der Eintritt in den Cylinder sehr erschwert werden; es ist deshalb die Vorkehrung getroffen, kurz vor der Entzündung des Cylinderinhaltes diese Gase mit einer kleinen Oeffnung im Cylinderboden in Communication zu setzen, um so die Spannung der Gase der Vermittelungsflamme mit derjenigen der im Cylinder befindlichen ins Gleichgewicht zu setzen. Zu diesem Zwecke wird nach erfolgter Zündung der Vermittelungsflamme die Verbindung von f_2 mit der Oeffnung im Cylinderboden unterbrochen. Der nach links abweichende Canal des Schiebers tritt vor eine kleine Durchbohrung des Cylinders; infolge dessen theilt sich die Spannung in letzterem dem Hohlraume des Schiebers mit, und da im nächsten Momente die Oeffnung des Schiebers mit der Oeffnung *a* des Cylinders communicirt, so kann die Flamme ohne Widerstand in den Cylinder hineinschlagen und die Entzündung bewirken.

Der Centrifugalregulator *P* dient zur selbstthätigen Regulirung der Geschwindigkeit der Maschine. Läuft letztere zu rasch, so hebt sich die Muffe des Regulators, die auf der Steuerwelle sitzende, auf dieser frei verschiebbare, jedoch durch Feder und Nuth im Sinne der Drehung mitgenommene Hebedaumenmuffe *M* wird mittelst des Winkelhebels p_3 nach links geschoben, sodass die am Hebel p_2 befindliche Rolle von dem Hebedaumen nicht gehoben wird, infolge dessen das Einströmventil *r* geschlossen bleibt und zwar so lange, bis die Geschwindigkeit der Maschine wieder auf das normale Maass gesunken ist. *Q* ist ein selbstthätiger Schmierapparat, der seine Bewegung mittelst der Rollen W_1, *W* und eines über dieselben gelegten Seiles erhält und den Cylinder und Schieber ökonomisch schmiert.

Tabelle über Leistung, Dimensionen und Betriebsverhältnisse von „Otto's neuer Motor" aus der Gasmotorenfabrik in Deutz bei Cöln.

Leistung in Pferdestärken	1/2	1	2	4	6	8	10	12	16	20
Erforderlicher Raum zur Aufstellung und bequemen Bedienung	3000 × 1800	3200 × 2000	3500 × 2000	4000 × 2200	4600 × 2600	4600 × 2600	5400 × 2800	5400 × 2800	6200 × 3300	6200 × 3300
Länge der Maschine in mm	1900	2150	2550	2950	3500	3500	3850	3850	4800	4800
Breite „ „ „ „	800	900	980	1190	1400	1400	1800	1800	2100	2100
Durchmesser des Schwungrades in mm	1200	1350	1500	1650	2000	2000	2000	2000	2400	2400
„ der Riemenscheibe „ „	200	250	400	600	750	900	1000	1200	—	—
Breite „ „ „ „	110	150	170	250	280	310	350	350	—	—
Tourenzahl „ „ pro Minute	180	180	180	160	160	160	140	140	140	140
Höhe vom Fussboden bis Cylindermitte in mm	900	900	900	900	900	900	800	800	800	800
Gasverbrauch pro HP und Stunde in cbm	1,072	0,95	0,90	0,875	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,75
Kühlwasserverbrauch pro 1 cbm Gasverbr. in Litern	50	50	50	45	35	35	35	35	35	35

Anmerk. Die Maschinen von 1/2 bis 8 HP haben ein Schwungrad, die grösseren dagegen zwei.

Aus den Fig. 1191—1195 ist die Aufstellung von Otto's neuem Motor von 1 HP, sowie die Anordnung der Gasleitung und der Cylinderkühlung durch Wassercirculation zu ersehen. Die Maschine *A* ist auf dem aus hartgebrannten Ziegelsteinen bestehenden, mit Cement aufgemauerten Fundamente *B* gelagert. *C* ist der Ansaugetopf, *a* das Luftzuführungsrohr von 26 mm lichter Weite, *b* das Ausströmrohr der Verbren-

nungsgase von 32 mm lichter Weite, welches mit dem Ausblasetopf D in Verbindung steht. In der Anordnung der Gasleitung bezeichnet f das von der Hauptgasleitung abzweigende und in den Gaszähler F mündende Rohr, g ein Gaszuleitungsrohr von 26 mm innerem Durchmesser, in den Gasdruckregulator G führend (der Gasdruck ist auf 5—10 mm Wassersäule zu reguliren). Von g führen die Rohre h, h von 6,5 mm lichter Weite Gas zu den Schieberflammen, hingegen die Rohre i, k von 19 mm innerem Durchmesser, zwischen denen sich noch ein Gummibeutel behufs Erzielung eines möglichst constanten Gasdruckes befindet, das erforderliche Gasquantum der Maschine zu. Die Kühlvorrichtung besteht in der Hauptsache in dem Reservoir E, dem Zuführungsrohre e_1 und dem Abführungsrohre e.

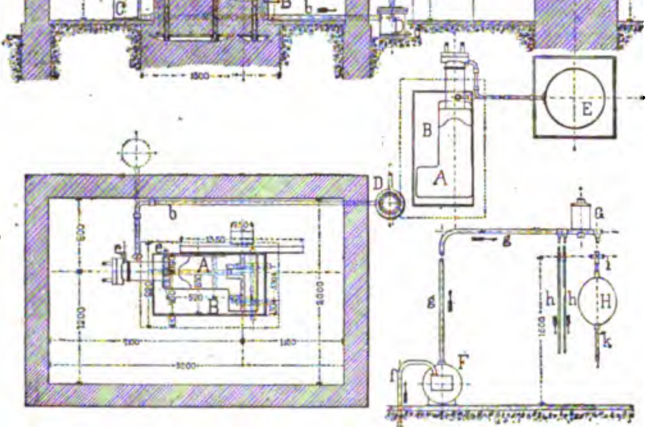


Fig. 1191—1195.

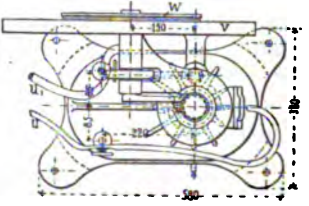


Fig. 1196—1198.

Der Gasmotor von Bisschop (Fig. 1196—1198) ist für kleinere Kraftleistungen bis zu 1 HP bestimmt und ist einfachwirkend. In dem Arbeitscylinder bewegt sich der Kolben a, welcher gegen die Cylinderwandungen durch Ringe abgedichtet ist und nicht geschmiert werden darf. Die Kolbenstange b trägt an ihrem oberen Ende den Kreuzkopf c, der durch die Stange d mit der Kurbel e gekuppelt ist. Auf der Hauptwelle sitzen das mit Gegengewicht versehene Schwungrad v, die Seilscheibe w und ein Excenter f mit Stange g. Letztere ist mit dem Hebel h scharnierartig verbunden, der wiederum mit der Stange der Schieber l, m verbunden ist. Ein Gummischlauch u_1 führt der Maschine durch ein Ventil Gas zu, während durch ein anderes grösseres Ventil S Luft zutritt. Beim Aufgange des Kolbens wird ein Gemisch von Gas und atmosphärischer Luft angesaugt, bis der Kolben die Oeffnung p des Zündventils passirt hat, worauf der Brenner q die schnelle Entzündung und Verbrennung des Gas- und Luftgemenges bewirkt. Durch die hierauf folgende Expansion wird der Kolben bis ans Ende seines Hubes getrieben; beim Rückgange desselben werden die Verbrennungsproducte aus dem Cylinder ausgestossen und durch das Rohr t ins Freie geführt. u ist der Gaszuführungsschlauch für den Brenner q. Der Cylinder ist mit einer grossen Anzahl Wärme ausstrahlender Rippen versehen, die eine viel grössere Strahlungsfläche darbieten als die Cylinderfläche; durch diese Anordnung ist eine Kühlung des Cylinders mit Wasser nicht nöthig.

Tabelle über Bisschop'sche Gasmotoren, ausgeführt von Buss, Sombart & Co. in Magdeburg.

Leistung in HP	Durchmesser des Cylinders in mm	Kolbenhub in mm	Erforderlicher Raum zur Aufstellung			Durchmesser der Antriebsriemenscheibe in mm	Günstigste Umdrehungszahl pro Min.	Erforderl. Weite der Gasleitung bei einem Druck von ca. 25 mm in mm	Ungefährer Gasverbrauch pro Stunde in cbm	Gewicht in kg
			Höhe mm	Länge mm	Breite mm					
1/10	100	275	1150	700	600	150	140	18	0,50	150
1/6	120	330	1450	850	700	200	120	19,5	0,70	250
1/4	140	385	1700	1000	800	250	100	19,5	0,90	350
1/2	160	440	1900	1150	900	300	90	26	1,20	450
1	200	550	2300	1450	1100	400	70	32,5	1,80	800

2. Petroleummotoren.

Das diesen Maschinen zu grunde liegende Princip besteht im wesentlichen darin, dass das als Kraftquelle benutzte Petroleum im fein zertheilten, dampfförmigen, reichlich mit Luft gemischten Zustande in einen Cylinder gesaugt oder gedrückt wird, wo es bei hoher Temperatur und entsprechendem Drucke verbrennt und infolge der erlangten Spannung Arbeit verrichtet.

Die Qualität des bei diesen Motoren zu verwendenden Petroleums ist an keine bestimmten Grenzen gebunden und verwendet man hierzu gewöhnlich sogenannte Ligroine, Petroleum von ca. 0,7 bis 0,72 specif. Gewichte. Je schlechter und mithin billiger das verwendete Petroleum ist, was durchaus keinen Einfluss auf die Leistung der Maschine hat, desto ökonomischer stellt sich der Betrieb des Motors. Es ist sogar die Verwendung schlechter Petroleumsorten insofern vortheilhaft, als die bei unvollkommener Verbrennung sich niederschlagenden theerartigen Producte Cylinder und Kolben schmieren, während die bei Verbrennung guten Petroleums sich bildenden mineralischen Producte die Maschine schädigen.

Der Petroleummotor von Brayton (Fig. 1199—1202) wirkt nach Musil „Motoren für das Kleingewerbe" folgendermaassen: In den Arbeitscylinder wird ein entzündliches Gemenge von Petroleum und stark comprimirter Luft eingeblasen und daselbst entzündet. Nachdem der Kolben eine kurze Strecke durchlaufen hat, wird der Zutritt von mit Petroleum geschwängerter Luft abgesperrt und es kommt die Expansionswirkung der Gase zur Geltung, sodass die Maschine ganz ähnlich wie eine Expansions-Dampfmaschine wirkt, da auch bei dieser Construction jede Stosswirkung durch die Explosion der Gase vermieden wird. Es bezeichnet A den Arbeitscylinder und B den Luftcompressionscylinder; an jedem Deckel des Arbeitscylinders befinden sich zwei Ventile g und h, ersteres für den Eintritt der Luft und letzteres für den Austritt der verbrauchten Gase. Das Eintrittsventil hat die aus den Figuren ersichtliche Einrichtung. In der Kammer a wird eine continuirliche Flamme unterhalten; dieselbe ist aber von dem äusseren Theile der Ventilkammer durch eine aus zwei durchlöcherten Platten und Drahtgaze bestehende Sicherheitsvorrichtung x abgesperrt, welche der in der Kammer a brennenden Flamme den Durchgang unmöglich macht. Der Theil c der Kammer ist mit Filz oder Schwamm gefüllt; das durch d von einer Pumpe eingeführte Petroleum wird fein zertheilt von dem Filz resp. Schwamm aufgesaugt; gleichzeitig bläst ein feiner Strahl comprimirter Luft continuirlich durch diese getränkte Masse und führt das Petroleum der Drahtgaze der Vorrichtung x zu. Zu Beginn des Hubes öffnet sich das Ventil g, es strömt stark comprimirte Luft ein und schwängert sich bei Passirung der Vorrichtung x mit Petroleum, welches Gemenge in dem hinteren Theile der Kammer durch die continuirlich brennende Flamme entzündet wird. Das Luftzuführungsventil wird geschlossen, wenn der Kolben einen gewissen Theil seines Hubes zurückgelegt hat, und der Oelzutritt hört infolge dessen auf.

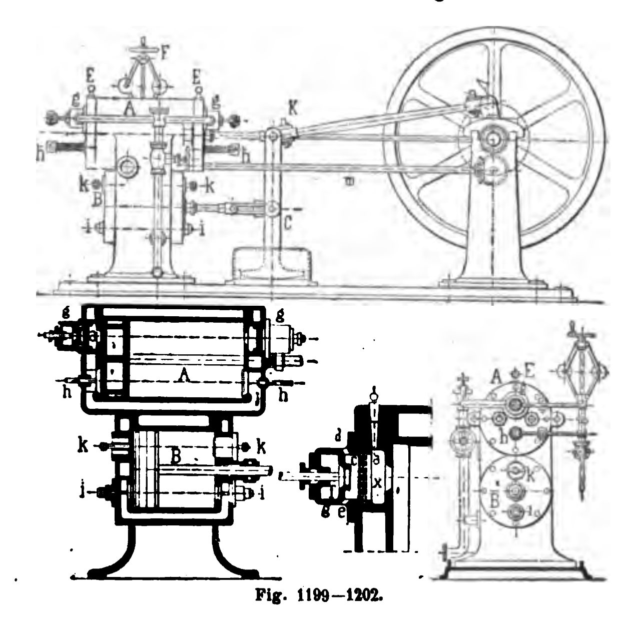


Fig. 1199—1202.

Die Compressionspumpe B ist eine gewöhnliche doppeltwirkende Luftpumpe mit den Saug- und Druckventilen k, k und i, i. Die kleine Petroleumpumpe wird von der Vorgelegewelle m aus durch ein Excenter bewegt. Der Hub derselben ist verstellbar zwischen den Grenzen 2 und 13 mm, der Durchmesser des Plungers ist ca. 5 mm.

Der Arbeitskolben und Arbeitscylinder werden durch Wassercirculation gekühlt.

Originell ist die Construction der Geradführung. Die beiden Kolbenstangen des Arbeitscylinders und die Kolbenstange des Compressionscylinders sind mit einem aus zwei Schildern bestehenden Doppelhebel C verbunden, an dessen unterem Ende sich ein Kreissector befindet, dessen Mittelpunkt im Centrum des Kreuzkopfes K liegt; es wälzt sich infolge dessen das untere Ende des Hebels C längs einer horizontalen Bahn auf der Grundplatte, während der Kreuzkopf in jedem Punkte parallel mit dieser Bahn geführt wird. Die Drehungsrichtung des Schwungrades darf nur die rechtsgängige sein, damit der Fuss des Hebels C stets an die Bahn der Grundplatte gepresst wird.

Die Steuerung der Ventile g, g und h, h erfolgt mittelst der Vorgelegewelle m und des Regulators; von der Regulatorspindel aus werden die zweiarmigen Hebel der Ventile durch Daumen bewegt, von denen die beiden für den Austritt auf der Spindel fest sind, während jene für den Eintritt nach einer

Schraubenfläche geformt und mit dem Regulatorstellzeug verbunden sind, durch welches sie gehoben oder gesenkt werden.

Der Petroleummotor von Brayton wird von der Pennsylvania-Ready-Motor-Company, Philadelphia von 1/3 bis 10 HP gebaut. Die mittlere Tourenzahl der Maschinen beträgt 180—200 pro Minute.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Bork, F. W., Die Kraftmaschinen für das Kleingewerbe und ihre Prüfung auf Leistungsfähigkeit und Betriebskosten auf der Fachausstellung von Kraft- und Arbeitsmaschinen zu Erfurt. Berlin 1880. Polytechnische Buchhandlung A. Seydel.

Brauer, E. und Slaby, Dr. A., Versuche über Leistung und Brennmaterial-Verbrauch von Kleinmotoren. Berlin 1879. J. Springer.

Eckerth, W., Die Lehmann'sche Heissluftmaschine. Prag 1870. Verlag des deutschen Ingenieur- und Architekten-Vereines in Böhmen.

Hell, P., Die wichtigsten Klein-Kraft-Maschinen. Braunschweig 1878. H. Bruhn.

Kosak, G., Katechismus der Einrichtung und des Betriebes der Motoren für Kleinindustrie. Wien 1877. Lehmann & Wentzel.

Musil, A., Die Motoren für das Kleingewerbe. Braunschweig 1878. Vieweg & Sohn.

Schmidt, G., Theorie der Lehmann'schen calorischen Maschine. Separatabdruck aus der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Bd. XV.

Slaby, Dr., Der geräuschlose Otto'sche Gasmotor. Separatabdruck aus der Zeitschrift für Technische Hochschulen. Hannover 1878. C. Schüssler.

VI. Maschinen und Apparate zum Messen und Wägen.

A. Dynamometer.

Dynamometer nennt man die Instrumente, welche zum Messen von Zug- und Druckkräften, oder im Falle diese Kräfte Widerstände längs gegebener Wege zu überwinden haben, zum Messen mechanischer Arbeit dienen. Dieselben sind entweder Feder-, Gewichts- oder Bremsdynamometer, von denen die Gewichtsdynamometer und theilweise auch die Federdynamometer (Gewichts- und Federwaagen), welche zum Messen der Schwerkraft dienen, im nächsten Abschnitt besprochen werden.

Federdynamometer. Das vollkommenste und für maschinelle Zwecke brauchbarste Zugdynamometer ist das von General Morin bei seinen Reibungsversuchen angewendete. Dieses Dynamometer wird durch Fig. 1203—1204 dargestellt und ist aus zwei Stahlschienen *aa* zusammengesetzt, die an ihren Enden durch Platten *b* so verbunden sind, dass das so entstandene Rahmenwerk um seine 4 Ecken etwas drehbar ist. Diese Federn liegen zwischen zwei gabelförmigen Bügeln *i*, welche an der Stelle *h* auf einer Brücke befestigt sind. Letztere ist in der Abbildung weggelassen, um die Tragwände δ und den ganzen Mechanismus vor Augen zu haben. Die hintere Feder ist mit dem Stücke *c* verbunden, welches mit *h* und der Gestellbrücke fest vereinigt ist, sodass *c* als Angriffspunkt des Widerstandes betrachtet werden kann, indem man am Zugeisen *d*, welches an der vorderen Feder sitzt, die zu messende Kraft wirken lässt. Durch diese Zugkraft kommen die Mittellinien der beiden Stahlschienen aus der parallelen Lage, und zwar um das Maass der Summe der Durchbiegungen beider Schienen. Es wächst aber bei der Feder die Durchbiegung proportional der Kraft und es lässt sich daher bei diesem Dynamometer eine gleichtheilige Scala anwenden.

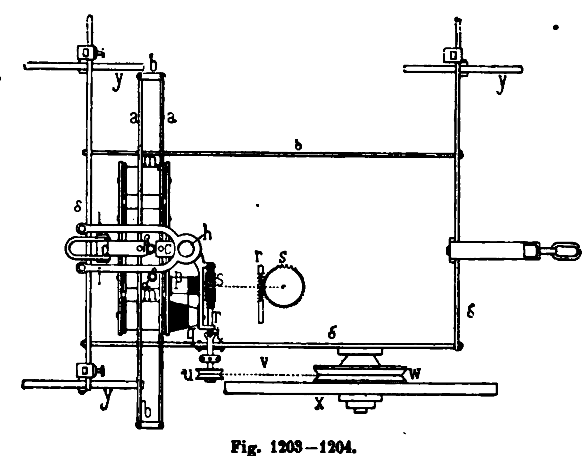


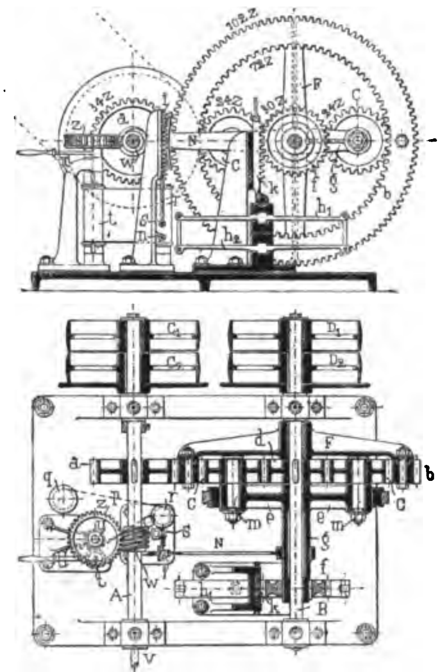
Fig. 1203—1204.

Um diese Durchbiegung ganz genau darzustellen, ist an dem mit *h* verbundenen Bügel *i* eine Hülse α mit Schreibstift angebracht, die bei der Bewegung der Feder ihren Ort beibehält, ebenso ist ein zweiter Bleistift β mit *d* und der vorderen Feder verbunden, sodass durch den Abstand der Stifte α und β, welche im unbelasteten Zustande des Instrumentes auf der Mittellinie des Raumes zwischen beiden Stahlschienen stehen, die Grösse der Biegung der letzteren unmittelbar gemessen werden kann. Die Spitzen der Schreibstifte reichen auf einen Papierstreifen hinab, welcher von einer Rolle m_1 ab- und auf eine andere Rolle *m* aufgewickelt wird, die mit dem Kegel *q* auf derselben Achse sitzt. Letzterer erhält seine Drehung von einer Schnur, die sich von seinem Mantel abwickelt und auf die Spule *p* gewunden wird, die auf ihrer Achse ein Schraubenrad *s* trägt, in welches eine Schraube ohne Ende *r* eingreift. Diese ist durch ein Universalgelenk *t* mit der Achse eines Kettenrades *u* gekuppelt; dasselbe erhält seine Bewegung von einer endlosen Kette *v*, die um das mit dem Triebrade *x* verbundene grössere Kettenrad *w* gelegt ist. Die Laufräder *y* können, wie auch das Triebrad, höher oder tiefer gestellt werden.

Auf dem Papierstreifen wird nur bei der Belastung die Formänderung der Feder verzeichnet und er rückt dem zurückgelegten Wege proportional fort, wenn man verhindert, dass das Triebrad auf dem Boden gleitet, was allerdings oft recht schwierig ist.

Der Stift α beschreibt eine Gerade, der Stift β jedoch eine gezackte Linie. Die gesuchte mittlere Kraft wird dann offenbar gefunden, wenn man die von diesen Linien eingeschlossene Fläche durch die Länge der von α beschriebenen Linie dividirt.

Ein Dynamometer für Arbeitsmaschinen von Hartig zeigen die Fig. 1205—1206. Auf einem Fundamente sind zwei parallele Wellen A und B gelagert, von denen A ihre Bewegung von der Transmissionsmaschine aus erhält, während B mit der Arbeitsmaschine in Verbindung steht. $C_1 C_2$ und $D_1 D_2$ sind die auf diesen Wellen sitzenden losen und festen Riemenscheiben. Auf der Welle B sitzt lose ein Armkreuz F, an welches ein aussen und innen verzahnter Zahnkranz b geschraubt ist, in den aussen das treibende Rad a auf der Welle A eingreift. Die innere Verzahnung des Zahnkranzes steht mit zwei Stirnrädern $c c$ in Eingriff, deren Achsen $m m$ sich an zwei Armen $e e$ befinden, welche an einer Hülse g sitzen, die die Welle B lose umschliesst. Die Räder $c c$ greifen wieder in ein drittes Rad d, das auf der Welle B aufgekeilt ist. Die Hülse g trägt noch ein Zahnrad f, welches in die Zahnstange k eingreift und bei der Drehung der Welle B die Federn $h_1 h_2$ zu spannen sucht; denn bei der Fortpflanzung einer Bewegung nach einer Arbeitsmaschine haben die Achsen $m m$ der Räder $c c$ einen gewissen der übertragenen Kraft proportionalen Druck auszuhalten, welcher die Hülse g von links nach rechts zu drehen strebt und dieselbe auch wirklich so weit dreht, bis der gedachte Druck der Spannung der Federn das Gleichgewicht hält.

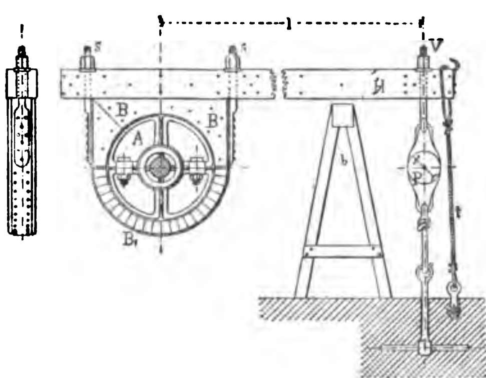

Fig. 1205—1206.

Bei den in den Figuren angegebenen Zähnezahlen muss offenbar, wenn die Achsen $m m$ festgehalten werden, die Welle B sich gleich schnell und in derselben Richtung umdrehen wie die Welle A und wird also durch Einschaltung des Apparates zwischen Transmissions- und Arbeitsmaschine in der Bewegung der letzteren nichts geändert.

Bezeichnet nun P den Druck in Kilogrammen, der im Beharrungszustande zwischen den Zähnen der Räder $c c$ und d stattfindet, so erfahren die Achsen $m m$ der Arme $e e$ einen Druck gleich $2 P$, sodass das Drehungsmoment dieses Druckes in Bezug auf die Welle $B B$ dargestellt wird durch $2 P . 2 r = 4 P r$, wenn r (100 mm) in Metern der Radius eines der drei gleichen Räder c, d und c ist; ist ferner S die mittlere Spannung der Federn $h_1 h_2$ in Kilogrammen, ϱ der Radius (100 mm) des Zahnstangengetriebes f, A die secundliche Arbeit des Druckes P, und U die Umdrehungszahl der Wellen A und B pro Minute, so erhält man, wenn man die Arbeitsverluste durch Reibung im Dynamometer berücksichtigt, den Kraftbedarf der Arbeitsmaschine aus der Formel: $\mathfrak{A} = 0{,}02336\, S . \varrho . U$ Meterkilogramm.

Um die Durchbiegungen der Feder entsprechend vergrössert darzustellen, greift ein an der Hülse g befestigter, mit Zahnsegment versehener Arm N in eine Zahnstange i ein, die am unteren Ende einen Schreibstift s trägt. Dieser wird gegen einen um Rollen t, r und q laufenden Papierstreifen gedrückt und zeichnet die Bewegung der Feder in 4 facher Vergrösserung auf. Ein zweiter feststehender Stift n beschreibt auf dem fortschreitenden Papierstreifen eine gerade Linie, welche als Basis des Diagrammes dient.

Mittelst eines Tourenzählers, der an dem Ende v der Welle A angebracht ist, werden die Wellenumläufe registrirt.


Fig. 1207—1208.

Die Bremsdynamometer gehören zu der Classe der Dynamometer mit indirecter Messung und kommen ausschliesslich bei Drehbewegungen in Anwendung. Dieselben haben den Zweck, die mechanische Arbeit einer Kraftmaschine zu messen, indem durch sie die zu messende Kraft durch Reibung absorbirt und das Moment derselben bestimmt wird.

Unter den Bremsdynamometern ist das wichtigste der Prony'sche Zaum. Derselbe spielt eine grosse Rolle bei der Untersuchung der Dampfmaschinen; während der Indicator die indicicirte Leistung angiebt, lässt sich mit dem Prony'schen Zaume die Nutzleistung der Dampfmaschine ermitteln. Derselbe ist aber nicht wie der Indicator nur bei Dampf-, Luft- und Wasserdruckmotoren mit in geschlossenen Cylindern bewegten Kolben anwendbar, sondern auch für alle anderen Motoren, als Wasserräder, Turbinen etc.

Die Untersuchung mit diesem Instrument, welches die Fig. 1207—1208 veranschaulichen, geht nun auf folgende Weise vor sich:

Auf der Hauptwelle des Motors wird am besten eine gusseiserne runde Scheibe A befestigt, welche oben von der Bremsbacke B und unten von dem Bremsband B_1 umfasst wird; letzteres wird durch Schrauben ss, die durch den Bremsbalken H gehen, angezogen. Der Bremsbalken besteht aus zwei gekuppelten Bohlen und müssen die Holzbacken so geschnitten sein, dass überall Hirnholz angreift. Zur Verminderung der Erwärmung müssen die Bremsbacken ferner durch Seifenwasser gekühlt werden, welches durch einen Trichter zugeführt wird. Damit nun bei zu starkem Anziehen der Schrauben ss der Bremsbalken H nicht mit herumgerissen wird, muss das Ende desselben durch ein starkes Tau t mit dem Fussboden verbunden werden; die Drehung in der anderen Richtung verhindert ein Bock b. Das Ende des Bremshebels wird durch Gewichte, besser durch ein Dynamometer oder eine Federwaage P, belastet und die Schrauben ss werden so lange angezogen, bis die Welle die verlangte Anzahl Umdrehungen macht und sich dabei der Bremsbalken horizontal hält.

Bezeichnet man mit P die bei V angehängte Last, vermehrt um das reducirte Gewicht des Hebels und des Dynamometers resp. Gewichtes nebst Schraube V, l die horizontale Entfernung vom Aufhängepunkte V der Last bis Mitte Welle und n die Anzahl der Umdrehungen pro Min., so ist die Nutzleistung N pro Secunde in Pferdestärken: $N = \frac{\pi l}{75 . 30} . n . P$, wobei l in Metern, P in Kilogrammen ausgedrückt ist.

Bei gleichbleibender Länge l ist $\frac{\pi l}{75 . 30}$ constant $= C$ und die Formel wird dann: $N = C . n . P$.

B. Waagen.

Waagen sind mechanische Instrumente, welche dazu dienen, Körper mit angenommenen Gewichtseinheiten zu vergleichen bezw. zu messen. Man unterscheidet im wesentlichen: 1. gleicharmige oder gemeine Waagen, 2. ungleicharmige oder Schnellwaagen, 3. Zeigerwaagen, 4. Brückenwaagen, 5. Tafelwaagen und 6. Federwaagen.

Man bezeichnet die unter 1—5 zusammengestellten Waagen mit dem allgemeinen Namen Hebelwaagen, weil deren Construction auf den bekannten mechanischen Hebelgesetzen basirt. Die gemeinen Waagen, Schnellwaagen und Zeigerwaagen sind einfache Hebel, während die Tafel- und Brückenwaagen ganze Hebelverbindungen in sich fassen. Die Brückenwaagen sind zum Abwägen grösserer Lasten bestimmt und werden ausschliesslich so construirt, dass man die Last mit einem 10- oder 100 mal kleineren Gewicht im Gleichgewicht halten kann. Hiernach unterscheidet man Decimal- und Centesimalwaagen. Die Tafelwaagen kommen verjüngt, aber auch sehr oft nicht verjüngt vor.

Bei den Federwaagen wird das Gewicht eines Körpers nach der Formänderung (Ausdehnung oder Zusammendrückung) bestimmt, welche eine gut gehärtete Stahlfeder durch Anhängen der zu wägenden Last erleidet. Die Feder ist mit einem Zeiger verbunden, der auf einer Scala den numerischen Werth des Gewichtes anzeigt. Damit nach Wiederentlastung der Waage der Zeiger immer auf den Nullpunkt zurückkehrt, ist es erforderlich, dass durch die angehängte Last die Elasticitätsgrenze der Feder nicht überschritten wird.

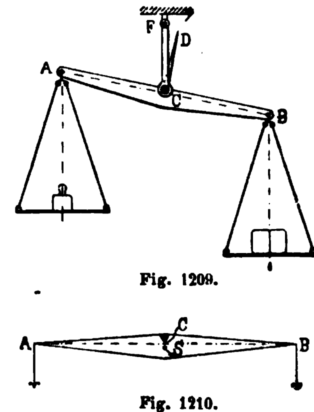


Fig. 1209.

Fig. 1210.

1. Die gemeine oder gleicharmige Waage, welche Fig. 1209 im Princip zeigt, besteht im wesentlichen aus dem Waagebalken AB, der Zunge CD, der Schere CF, der Achse C und den beiden Waagschalen mit ihren Schnüren.

An eine gute Waage sind die Anforderungen zu stellen, dass sie einspielt, d. h. dass sich der Waagebalken bei Gleichheit der Gewichte genau horizontal einstellt, und ferner, dass die Waage Empfindlichkeit besitzt, d. h. dass bei geringem Uebergewicht der einen Schale schon ein merklicher Ausschlag erfolgt. Beide Eigenschaften hängen namentlich von der Grösse und Form des Waagebalkens ab, welche so beschaffen sein muss, dass derselbe sich im stabilen Gleichgewicht befindet. Die theoretische Form des Waagebalkens ist daher die in Fig. 1210 angegebene. Der Schwerpunkt S muss lothrecht unter dem Drehpunkt C liegen; ferner darf die Gerade AB, welche

die Aufhängepunkte der Schalen miteinander verbindet, nicht über dem Drehpunkte C liegen, sondern soll, wenn sie nicht durch den Punkt C gehen kann, möglichst wenig von diesem entfernt unterhalb desselben durchgehen.

Um die Reibung möglichst herabzuziehen, hängt man Balken und Schalen mittelst sogenannter Messerschneiden (dreiseitige, gehärtete Stahlprismen) in Unterlagen (Pfannen) von ebenfalls gehärtetem Stahl oder Edelstein auf, die eine ebene Fläche bilden. Es darf der Winkel der Messerschneide und Pfanne nicht zu spitz sein (30^0 bei feineren Waagen, 90^0 bei gewöhnlichen Waagen), um die Abnutzung möglichst zu vermindern.

2. Die ungleicharmigen oder Schnellwaagen können hier übergangen werden, da dieselben nur im Kleinhandel Anwendung finden. Die wichtigeren (römischen Schnellwaagen) sind so eingerichtet, dass der Hebelarm der Last constant, der mit einem constanten Gewicht versehene Hebelarm aber veränderlich gemacht werden kann, indem das Gewicht auf demselben verschoben wird; er besitzt eine Scala, auf welcher man am Standpunkte des constanten Gewichtes das Gewicht der Last ablesen kann.

3. Die Zeigerwaagen sind Waagen, deren Princip darauf beruht, dass dieselben bei verschiedenen Belastungen verschiedene Gleichgewichtslagen annehmen. Es sind Winkelhebel, welche an ihrem Scheitel um einen an einem Ständer befestigten Zapfen drehbar sind und deren Schwerpunkt im unbelasteten Zustande senkrecht unter diesem Drehpunkt liegt. An dem Ende des einen Schenkels wird der zu wägende Gegenstand aufgehängt, während der andere Schenkel mit einem Gewicht und mit einem Zeiger versehen ist, der auf einer Scala direct das Gewicht der Last anzeigt.

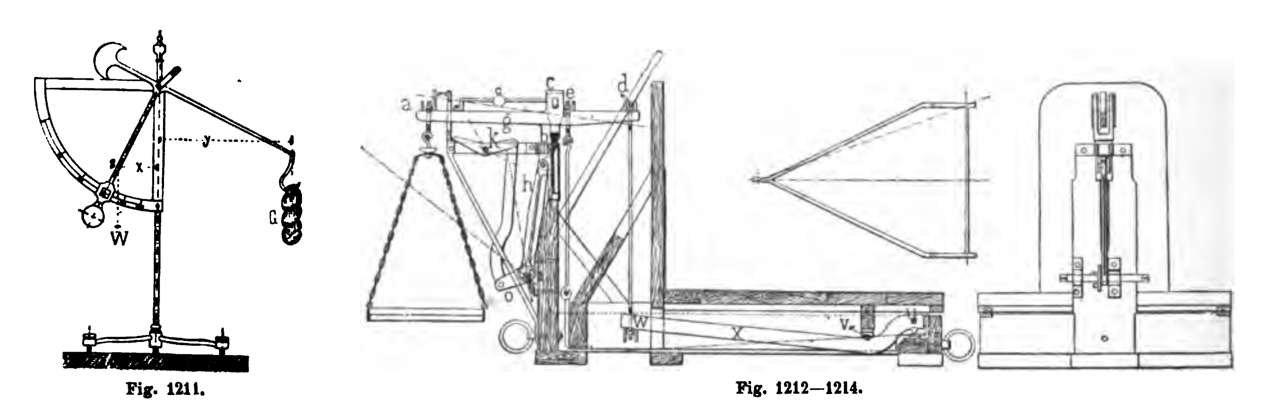


Fig. 1211. Fig. 1212—1214.

Fig. 1211 zeigt eine solche Waage, welche speciell als Garnwaage dient, wie sie jetzt allgemein zur Bestimmung der Feinheitsnummern baumwollener geweifter Garne benutzt werden. Es sind hier auf der Scala sofort die entsprechenden Garnnummern abzulesen, welche sich bekanntlich nach der Länge eines Fadens richten, die auf ein gewisses Gewicht geht.

Das constante Gewicht sitzt hier ganz am Ende des einen Hebels, der unmittelbar davor mit einem durchbrochenen, mit Index versehenen Rahmen ausgestattet ist, welcher an der bogenförmigen Scala entlang gleitet. Wird nun das Ende des anderen Schenkels belastet, so wird sich dasselbe senken und das Gewicht sich heben; es wird also in dem Maasse, wie die Last G wächst, der Hebelarm y kleiner, während der Hebelarm x des Gegengewichtes W grösser wird. (Als Angriffspunkt von W ist der Schwerpunkt s anzunehmen.) Dabei wird sich nun also der Index auf dem Bogen auf- und abbewegen und erst dann eine bestimmte Lage annehmen, wenn $W \cdot x = G \cdot y$ ist, d. h., wenn die statischen Momente gleich geworden sind. Solche Zeigerwaagen finden auch vielfach als Briefwaagen Verwendung.

4. Die Brückenwaagen sind, wie bereits erwähnt, Verbindungen zweier oder mehrerer Hebel und dienen zum Abwägen grösserer Lasten. Die Waagschale ist hier durch ein grösseres Bret, eine Plattform (Brücke), ersetzt.

a. Die Decimalwaagen sind gewöhnlich transportabel und unter ihnen ist die Quintenz'sche Brückenwaage immer die zweckmässigste geblieben. Fig. 1212—1214 zeigen eine derartige Waage, welche mit Abstellvorrichtung versehen ist, die den Zweck hat, nach dem Gebrauch den Contact zwischen Schneiden und Pfannen vollständig aufzuheben und somit der Brücke eine feste Auflage auf dem Untergestell zu gewähren. Dies geschieht durch Senken der Gabel b und mit ihr des Waagebalkens g mittelst des Hebels o, des Excenters f und der Excenterstange h. Der Winkelhebel k wird dabei so gedreht, dass dessen einer Schenkel das vordere Ende des Waagebalkens stützt. Stösse, die bei der Belastung und Entlastung auf die Brücke erfolgen, sind mithin ohne schädlichen Einfluss auf die Hebelmechanismen der Waage.

Damit es nun gleich ist, auf welchen Platz der Brücke die Last gelegt wird, ist die Bedingung zu erfüllen: $\frac{ce}{cd} = \frac{uv}{uw}$, welches Verhältniss gewöhnlich $= 1/6$ gemacht wird. Das Verhältniss der Last zu dem Gegengewicht hängt dann nur noch von den Armlängen ce und ac ab und es wäre also bei Decimalwaagen: $\frac{ac}{ce} = 10$ oder $ac = 10\,ce$.

b. Die **Centesimalwaagen** dienen hauptsächlich dazu, Strassen- und Eisenbahnfuhrwerke im beladenen oder unbeladenen Zustande zu wiegen; sie sind gewöhnlich so disponirt, dass die Brückentafel in der Ebene des umgebenden Terrains liegt.

Zur Construction sind gewöhnlich die Maximalbelastung sowie die Grösse der Brücke gegeben, während die Entfernung der Wiegesäule von der Mitte der Brücke innerhalb gewisser Grenzen willkürlich ist. Bei Strassenwaagen ist gewöhnlich die Säule in einem geschlossenen Raume neben der Brücke untergebracht, während bei Eisenbahnwaagen der Umstand, dass die Säule oft zwischen zwei Geleisen zu stehen kommt, die genannte Entfernung wesentlich einschränkt.

Die Centesimalwaagen hat man hauptsächlich in zwei Arten, die nur durch die Wägevorrichtung verschieden sind. Die eine besteht in einer Gewichtsschale, wie bei den Decimalwaagen, und die andere in einer Hebelvorrichtung mit Laufgewicht, ähnlich wie bei den römischen Schnellwaagen. Zur Erläuterung beider Arten mögen folgende Constructionen dienen.

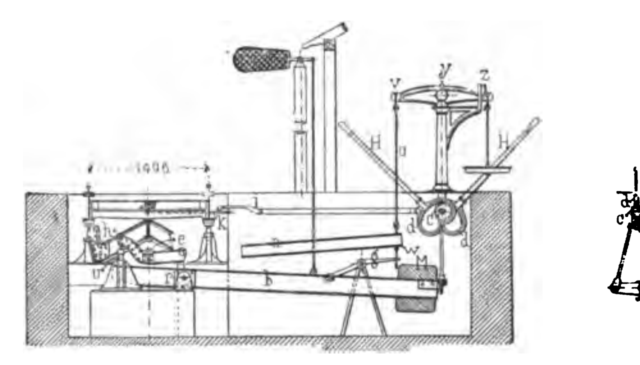


Fig. 1215—1220 zeigen eine Waage der ersteren Art. Die Verjüngung der Waage ist bewirkt durch die beiden im Grundriss ersichtlichen Triangelhebel, welche mit ihren Enden $n\,n$ mittelst Schneiden und Kugellager auf der Schneide e des um h drehbaren Querhebels a liegen. Letzterer steht dann ohne weiteres mit seinem längeren Ende mit dem Waagebalken in Verbindung. Die Brücke stützt sich auf die vier obenliegenden Schneiden f der Triangelhebel.

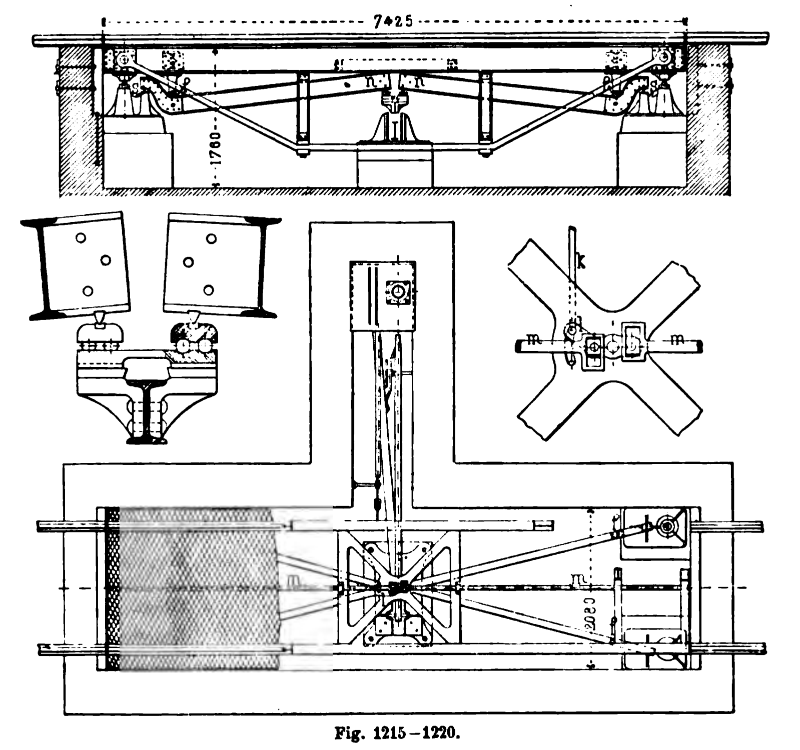


Fig. 1215–1220.

Eine Feststellung der Waage wird durch Senken der Coulisse u mittelst des doppelarmigen, um r drehbaren, am Ende mit einem zur Ausbalancirung dienenden Gewicht M versehenen Hebels b bewirkt, welcher wieder durch die Hebel H, die Verzahnung cd und die Stange gehoben oder gesenkt wird. Zur gleichzeitigen Feststellung des Waagebalkens dient der doppelarmige Hebel g, welcher auch vom Balancirhebel b bewegt wird und dessen freies Ende in das Doppelgehänge w eingreift. Auch bewegt der Hebel b einen optischen Telegraphen, welcher anzeigt, ob die Waage ausoder eingerückt ist. Einen Horizontalschub, den die Brücke namentlich bei überfahrenden Locomotiven erleidet, macht man unschädlich durch einen Vereinigungsapparat, mittelst dessen durch den Schuh i, welcher die Zugstange k und die an der Brücke gelagerte Doppelkurbel l bewegt, die Stangen $m\,m_1$ gegen die Kopfränder des Fundamentes gepresst werden.

Ist nun die Last mit L, das zum Messen dienende Gewicht mit G bezeichnet, so besteht für die Hebelverhältnisse der Waage, aus bekannten mechanischen Principien folgend, die Bedingung:

$$G = \frac{vy \,.\, he \,.\, fs}{yz \,.\, wh \,.\, ns} \,.\, L, \text{ wo also } \frac{vy \,.\, he \,.\, fs}{yz \,.\, wh \,.\, ns} = {}^1/_{100}, \text{ d. h. } yz \,.\, wh \,.\, ns = 100\,(vy \,.\, he \,.\, fs)$$

sein muss.

Eine Eisenbahn-Brückenwaage für eine Maximallast von 30 Tonnen zeigen die Fig. 1221—1224. Die untenliegende Hebelanordnung ist ganz ähnlich der vorigen, nur die Wägevorrichtung ist hier durch eine römische Schnellwaage ersetzt, welche zur Ablesung des Gewichtes der auf der Brücke stehenden Last dient. Es wird hier mit zwei Laufgewichten Z und W abgewogen, die auf Hebeln z und w gleiten, welche durch ein kurzes Gehänge H miteinander verbunden sind. Dabei wird das untere Gewicht W zum Abwägen von ganzen und halben Tonnen und das obere Z für Unterabtheilungen von 500 kg benutzt. Der Haken V an dem unteren Hebel dient zur Aufnahme eines losen Gewichtes. Die Brücke besteht aus zwei I-förmigen Längsträgern L, die durch Querverstrebungen Q unter sich verbunden sind. Die Fahrschienen E sind mit den Längsträgern verschraubt und zwischen ihnen ist die Brücke mit Riffelblech abgedeckt. Die Grube der Brückenwaage ist durch einen gusseisernen Rahmen R eingefasst, welcher die festen Lager der Hebel trägt.

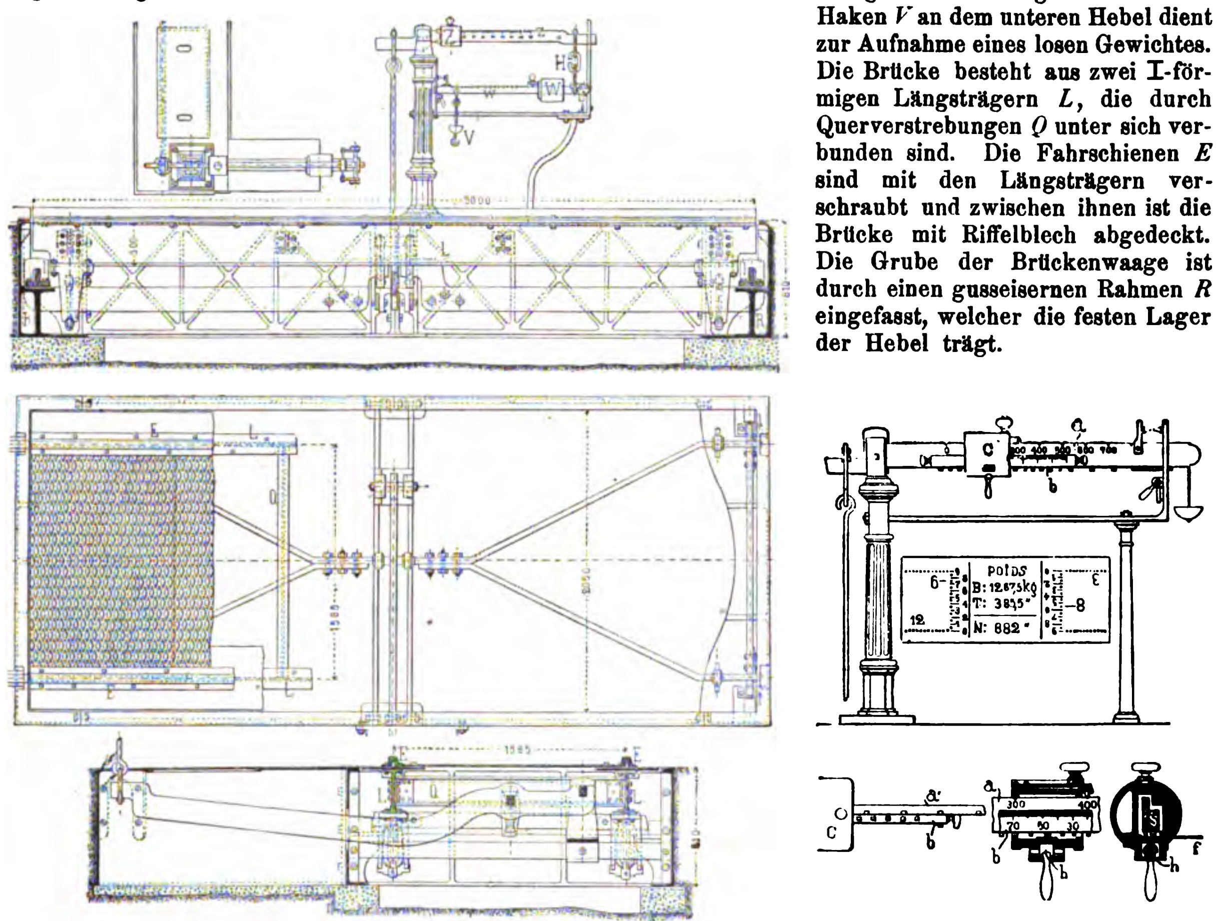


Fig. 1221—1224. Fig. 1225—1228.

Für die Anwendung der römischen Schnellwaage zu Brückenwaagen ist von M. Chameroy Fils in Paris eine Controlvorrichtung construirt, mittelst welcher man beim Wägen eine gedruckte Angabe des Gewichtes der Last erhält.

Die Vorrichtung ist durch Fig. 1225—1228 veranschaulicht und die Einrichtung derselben ist folgende. Der Hebel a ist durch Kerben von 100 zu 100 kg eingetheilt, sodass man durch Vorschub des Laufgewichtes, welches mittelst zweier Schneiden in zwei benachbarte Kerben eingreift, nur immer die Hunderte von Kilogrammen der Last ablesen kann. An der unteren Fläche des Hebels sind eine Anzahl Ziffern in Form von stählernen Lettern angebracht, deren Numerirung übereinstimmt mit der der Kerben. Das Laufgewicht c ist nun mit einem seitlichen horizontalen Schlitz versehen, in welchen ein Cartonbillet f gesteckt wird, das durch Andrücken gegen die Lettern mittelst des Excenters h einen Eindruck der Zahl der Hunderte von Kilogrammen erhält. Nun ist es aber auch nöthig, die Zehner und Einer von Kilogrammen zu erhalten; zu diesem Zwecke ist in dem Laufgewicht noch ein Lineal b angebracht, durch dessen Verschiebung das Gleichgewicht völlig hergestellt werden kann. An der unteren Fläche dieses Lineals sind ebenfalls Lettern angebracht, welche bei einer gewissen Stellung des Lineals die dem Gewichte entsprechenden Zehner von Kilogrammen auf den Carton drucken. Je nach dem Platze, welchen diese Zahl

auf der Eintheilung des Cartons hat, sind dann auch die Einer und durch Schätzung sogar Bruchtheile von Einern zu ersehen. Der Carton ist, wie aus den Figuren ersichtlich, in drei Colonnen getheilt, von denen die äussersten das Brutto- und Taragewicht enthalten; beide werden in die mittlere Colonne eingeschrieben und durch Subtraction ergiebt sich dann auch das Nettogewicht.

Es ist auch eine Einrichtung getroffen, welche bezweckt, dass das Billet nur dann bedruckt werden kann, wenn die Waage einspielt; die Möglichkeit, in betrügerischer Absicht eine falsche Zahl auf das Billet zu drucken, ist also ausgeschlossen.

5. Die Tafel- oder oberschaligen Waagen sind wegen ihrer geringen Empfindlichkeit und der damit verbundenen Unsicherheit in der Abwägung nicht viel in Anwendung gekommen; sie haben sich nur deshalb hier und da bei Fleischverkäufern, Bäckern und in Materialwaarenhandlungen etc. Eingang verschafft, weil bei ihnen die lästigen Schnüre zur Verbindung der Schale mit dem Waagebalken wegfallen. Bei den oberschaligen Waagen liegt die Hebelanordnung unter den Schalen, welch letztere der Unterstützungsfläche parallel bleibend senkrecht auf- und niederbewegt werden.

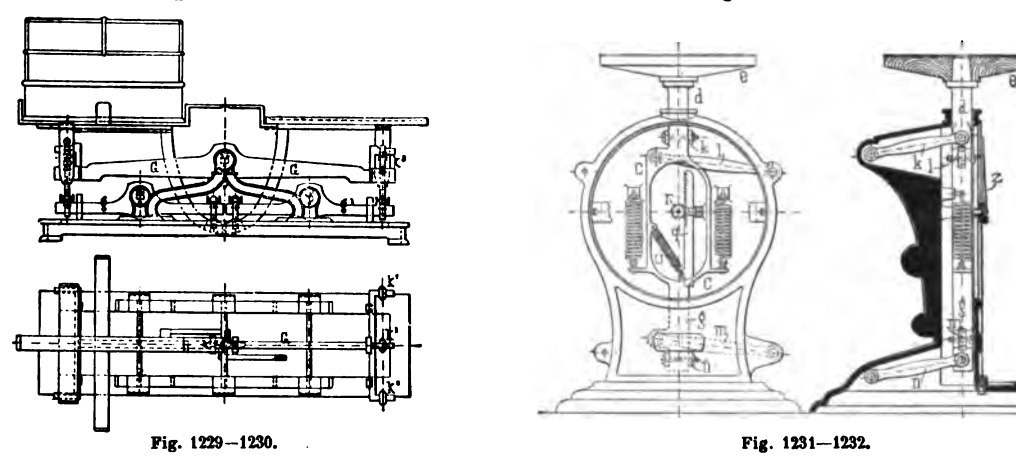


Fig. 1229—1230. Fig. 1231—1232.

Fig. 1229—1230 zeigen eine der besseren Constructionen, welche ziemlich frei von den sonst gerügten Mängeln ist. Die ganze Construction und Wirkung der Waage ist aus der Figur ohne weiteres ersichtlich, und ist die Hauptbedingung für die Richtigkeit der Waage die, dass sowohl der Hauptbalken G als die beiden Hilfsbalken $g g^1$ gleicharmig sind und ferner, dass die drei Schneiden k^1 k^2 k^3, sowie die entsprechenden Schneiden auf dem linken Hebelarme in derselben Ebene liegen, welche auf der Mittellinie des Waagebalkens rechtwinkelig steht.

6. Die Federwaagen lassen sich nach der Form der Federn in zwei Classen eintheilen, in solche mit Spiralfedern und in solche mit Plattfedern.

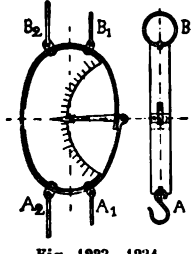


Fig. 1233—1234.

Fig. 1231—1232 zeigen eine im Hausstand sehr nützliche Federwaage. Der den zu wägenden Gegenstand aufnehmende Tisch e steht durch eine Stange d mit einem Rahmen $c c$ in Verbindung, der wieder in eine Stange g ausläuft. Der Rahmen ist an zwei Spiralfedern aufgehängt und behufs Geradführung noch mit vier Lenkern $k\,l\,m\,n$ verbunden. An dem Rahmen sitzt ferner eine Zahnstange q, welche in ein Getriebe r eingreift und so einen Zeiger z in Bewegung setzt, der das Gewicht auf einer Scala anzeigt. Die Zahnstange q wird durch die Spiralfeder u mit dem Getriebe r in Eingriff gehalten.

Die Federwaage Fig. 1233—1234 mit Plattfeder, welche hier einen offenen Ring bildet, kann einmal für geringe Lasten unter Benutzung des Hakens A_1 und des Ringes B_1 und das andere Mal für grosse Lasten unter Benutzung von A_2 und B_2 verwendet werden.

C. Indicatoren.

Die Indicatoren dienen dazu, ein Diagramm zu erzeugen, welches über die richtige Wirkung des Dampfes bei Dampfmaschinen Aufschluss giebt, sowie die auf den Kolben übertragene mechanische Arbeit zu messen. Schon Watt erkannte in seinem Indicator, welcher bereits eine bedeutende Vollkommenheit zeigte, ein unentbehrliches Hilfsmittel zur Untersuchung der Dampfmaschinen.

In neuerer Zeit wendet man hauptsächlich zwei Indicatoren an und zwar den von Richards und den von Riedler, deren Beschreibung in Folgendem enthalten ist.

Den Richards'schen Indicator veranschaulichen Fig. 1235—1237. In dem Gehäuse a befindet sich der kurze Indicatorcylinder k, in welchem sich ein kleiner Dampfkolben k_1 bewegt, dessen Kolbenstange in dem Deckel k_2 des Gehäuses a geführt wird. Deckel und Kolben sind durch eine Spiralfeder verbunden, welche den Rückgang des letzteren nach Abnahme des Dampfdruckes bewirkt und je nach der Grösse des Dampfdruckes, unter welchem der Indicator arbeiten soll, eingesetzt wird.

Das Gehäuse ist mittelst einer Differentialverschraubung D mit einem Dreiwegehahn verbunden, welcher es ermöglicht, den Cylinder k mit dem Dampfe oder mit der Atmosphäre in Verbindung zu bringen und der in eine entsprechende Bohrung des Cylinders der zu untersuchenden Maschine geschraubt wird.

Mit der Indicatorkolbenstange ist ein Storchschnabel verbunden, durch welchen ein Schreibstift senkrecht geführt wird und zwar längs eines Weges, der zu dem des Kolbens in dem Verhältniss der Hebelarme $R_1 : R$ steht. Dieser Storchschnabel wird von einer Hülse mit zwei Armen $x x_1$ gehalten, welche um den Cylinder drehbar ist und so ein bequemes Andrücken und Abheben des Schreibstiftes gestattet. Der Papiercylinder ist um einen auf dem Stativ v befestigten Zapfen mittelst eines Fadens, welcher um eine Rolle W geschlungen ist, drehbar, sodass die Rückbewegung selbstthätig durch eine Spiralfeder u erfolgt. Zur richtigen Führung des Fadens sind zwei Führungsrollen $r r_1$ angebracht. Das Papier wird auf dem Papiercylinder an zwei Blechstreifen s befestigt und damit der Schreibstift nicht an letztere stösst, wird die Drehung des Papiercylinders, welche nicht einen ganzen Kreis beträgt, durch zwei Anschläge begrenzt. Der Papiercylinder ist auch um das Gehäuse drehbar, um den beiden Führungsrollen eine beliebige Stellung zu dem Indicatorcylinder geben zu können.

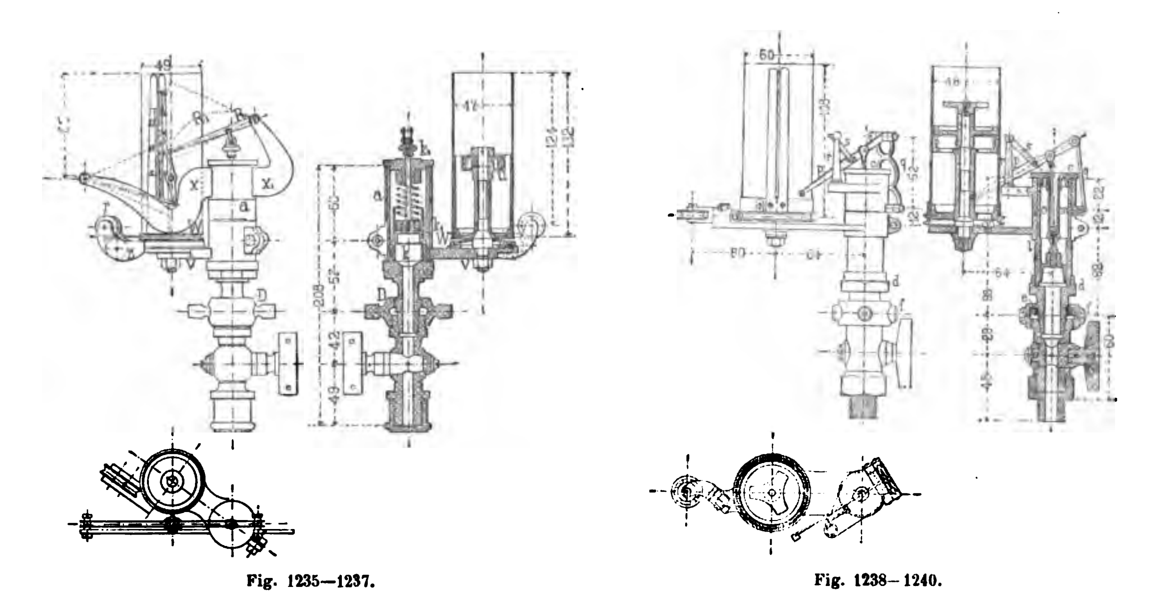


Fig. 1235—1237. Fig. 1238—1240.

Der Riedler'sche Indicator ist ganz ähnlich dem Richards'schen, wie aus Fig. 1238—1240 ersichtlich ist. Der Cylinder nimmt hier in derselben Weise einen Kolben auf, der aber mit einer Plungerstange m verbunden ist, die im Deckel c geführt wird. In dieser Stange schwingt die eigentliche, am Kolben angreifende, die Bewegung auf den Hebel p übertragende Stange o. Mit dem Hebel p ist der übrige Theil des Schreibzeuges verbunden, bestehend in der Schwinge q, dem Hebel s und der Stütze r. Der Cylinder ist hier nicht mittelst Differentialverschraubung an dem Stutzen befestigt, sondern durch die Verschraubung f, welche durch den aufgelötheten Ring e an dem Uebergangsstück d hängt. Der Papiercylinder und das Schreibzeug sind je mittelst einer Hülse um den Indicatorcylinder drehbar, die Drehung jedoch ist ebenfalls auf ein gewisses Maass beschränkt. Die Luft hat durch die Löcher l am Ende der Cylinderbohrung Zutritt, welche gleichzeitig den Zweck haben, das sich ansammelnde Wasser ablaufen zu lassen.

Handhabung des Indicators. Soll eine Dampfmaschine mittelst Indicators untersucht werden, so wird dieser in der Regel mit einer Seite des Dampfcylinders in Verbindung gebracht, entweder an der Stelle eines in den Cylinderdeckel geschraubten Cylinderhahnes oder, falls ein solcher nicht vorhanden ist, mittelst eines doppelten Knierohres, dessen man bei horizontal liegenden Cylindern ohnehin bedarf, weil der Indicator vertical stehen muss.

Der Papiercylinder erhält je nach dem Zwecke der Untersuchung seine Bewegung von der Kolben- oder Schieberstange der Maschine, indem man die um die Rolle des Papiercylinders geschlungene Schnur mit dem Kreuzkopf oder mit dem Ende der Schieberstange verbindet. Der Hub der Maschine ist natürlich durch Hebel, der zulässigen Drehung des Papiercylinders entsprechend, zu reduciren.

Wenn nun das Papier fest am Papiercylinder anliegt, dann nähert man den Schreibstift dem letzteren, dreht den Cylinder, indem man die Schnur mit der Hand zieht, um seine Achse, während der zwischen Dampfcylinder und Indicator befindliche Hahn so gestellt ist, dass der Indicatorcylinder mit der Atmosphäre communicirt, und erhält dadurch die „atmosphärische Linie", welche als Basis für das Diagramm dient. Ist diese Linie verzeichnet, so stellt man die Verbindung zwischen Papiercylinder und Kreuzkopf her, öffnet den vorgenannten Hahn und lässt Dampf in den Indicatorcylinder treten, wodurch bei jedesmaliger Umdrehung der Maschine ein Umfang des Diagrammes gezeichnet wird. Man lässt den Stift während einiger Umdrehungen schreiben, wobei derselbe bei gleichmässigem Gange stets dieselbe Linie beschreiben muss. Dann sperrt man den Dampf wieder ab und nimmt das fertige Diagramm vom Apparat herunter. Solcher Diagramme macht man mehrere.

Das **Kolbendiagramm** hat im allgemeinen die Form, wie sie Fig. 1241 veranschaulicht; dasselbe entsteht, wenn der Papiercylinder vom Kreuzkopf der Dampfmaschine aus bewegt wird. In dieser Figur stellen die Abscissen die jeweiligen Kolbenstellungen und die dazu gehörigen Ordinaten die den Kolbenstellungen entsprechenden Dampfdrücke dar. Die Pfeile geben die relative Bewegung des Schreibstiftes an.

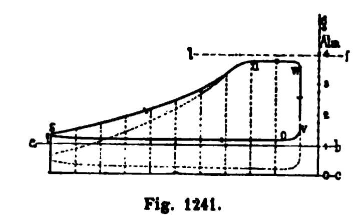


Fig. 1241.

Die einzelnen Theile des Diagrammes sind nun folgende: ab ist die bereits erwähnte Atmosphärenlinie, od die Vacuumlinie, welche entstehen würde, wenn unter dem Indicatorkolben absolutes Vacuum herrschte. Die Entfernung der letzten beiden Linien, welche parallel sind, ist das Maass des Druckes einer Atmosphäre. og ist die Linie des schädlichen Raumes und lf die Linie der Kesselspannung. Im Umfange des Diagrammes selbst bezeichnet die Strecke vw den Moment der Dampfeinströmung und verläuft nahezu vertical, weil sich die Kurbel in diesem Augenblick im todten Punkte befindet, der Kolben also fast keine Bewegung hat. Die horizontale Strecke wu entspricht der Admissionsperiode, wo also der Druck nahezu constant ist; eine kleine Strecke von u an bezeichnet die Drosselung des Dampfes infolge der Verengung der Canäle durch den Schieber; dann folgt die Expansionsperiode, wo der Dampfdruck abnimmt und welche sich daher durch die schräg abfallende Curve bis s kennzeichnet. Der Punkt s entspricht dem Enddruck in dem Augenblicke, wo der Auslasscanal zu öffnen beginnt, st dem Wege des Kolbens bis zum todten Punkte, während dessen der Dampf bereits ausströmt. Nun erfolgt der Rückgang des Kolbens, der durch eine nahezu horizontale Linie to dargestellt wird, die einen Druck von etwas mehr als einer Atmosphäre (von der Vacuumlinie aus gerechnet) erkennen lässt (gewöhnlich 1,03—1,2 At). Dieser Ueberschuss über den Atmosphärendruck, welcher durch die Entfernung der Linie des Rückganges to von der atmosphärischen Linie ab dargestellt wird, ist der Gegendruck, welchen die Widerstände erzeugen. Ferner ist noch die Compressionslinie ov charakteristisch, welche von dem Voreilen des Schiebers herrührt.

Dieses Diagramm bezog sich auf Maschinen ohne Condensation; da aber der Gegendruck bei Condensationsmaschinen weniger als 1 At beträgt, so ist es klar, dass bei diesen die Gegendrucklinie unter der atmosphärischen Linie liegen muss, wie es die Punktirung angiebt.

Ein **Schieberdiagramm** von einer Maschine mit voller Füllung, welches zu erzeugen man den Papiercylinder von der Schieberstange bewegen lassen muss, stellt Fig. 1242 dar. Dieses veranschaulicht die relative Dampfspannung für den Schieberweg graphisch und lässt das Functioniren des Schiebers erkennen. Die Pfeile geben hier die Bewegungsrichtung des Schiebers an. Die Einströmung beginnt bei z und ist bis u der Schieber so weit geöffnet, dass die höchste Spannung im Cylinder erreicht ist. Bis v hält der Schieber den Canal offen, die Dampfspannung verändert sich wenig, nur soviel, als die grössere Kolbengeschwindigkeit und die Drosselung veranlasst.

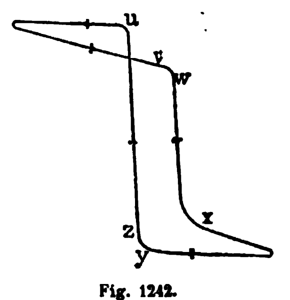


Fig. 1242.

Von v bis w findet während der Deckung des Schiebers Expansion statt; bei w fängt der Schieber wieder an zu öffnen und ist bis x so weit geöffnet, dass der Dampf frei ausströmen kann. Von y bis z macht sich theils die Verengung der Ausströmungsöffnung geltend, theils findet während der Deckung Compression statt

Die Versuche müssen stets auf beiden Seiten des Cylinders vorgenommen werden, und man muss, wenn die Wirkung des Dampfes auf beiden Seiten gleich ist, symmetrische und gleiche Figuren erhalten.

Für die Berechnung der Leistung einer Dampfmaschine ist nur das Kolbendiagramm anwendbar. Man theilt mit Hilfe eines Parallellineals (Rastrat) Fig. 1143—1144 das Diagramm durch Normalen auf der atmosphärischen Linie in eine gerade Anzahl n, z. B. = zehn gleiche Theile (Fig. 1245) und misst mittelst der dem Indicator beigegebenen Indicatorscala die Ordinaten innerhalb des Diagrammes,

trägt die den Ordinaten entsprechenden Dampfspannungen p_0 bis p_n im Diagramm ein und berechnet nach der Simpson'schen Regel die mittlere wirksame Dampfspannung:

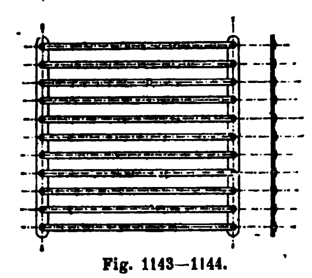


Fig. 1143—1144.

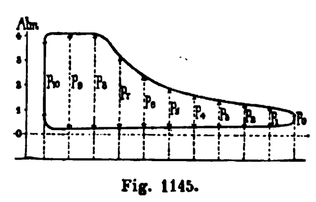


Fig. 1145.

$$p_m = \frac{1}{n}\left[\frac{p_0 + p_n}{2} + p_1 + p_2 + p_3 + \ldots\ldots p_{n-1}\right]$$

oder wenn, wie gewöhnlich, $n = 10$

$$p_m = \frac{1}{10}\left[\frac{p_0 + p_{10}}{2} + p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 + p_6 + p_7 + p_8 + p_9\right]$$

Die indicirte Leistung der Maschine ergiebt sich dann sofort aus: $N_i = p_m . u . C$, wo für eine gegebene Maschine die Constante $C = \frac{s\,F}{30.75}$ ist.

In dieser Formel bedeutet F die wirksame Kolbenfläche in qcm, s den Kolbenhub in m, u die minutliche Tourenzahl der Maschine und p_m den mittleren Dampfdruck in Atmosphären.

Von den Zählapparaten seien hier nur die Tourenzähler erwähnt, welche, wie schon der Name andeutet, dazu dienen, die Anzahl Umdrehungen von rotirenden Wellen zu bestimmen.

Man findet in der Praxis hauptsächlich zwei Arten in Gebrauch, diejenige, bei welcher die Ablesung der Tourenzahl unter Vermittelung einer mit der umlaufenden Welle in Verbindung gebrachten Welle mit Schnecke, die in Schraubenräder von verschiedenen Zähnezahlen eingreift, und von Zeigern und Zifferblättern ermöglicht wird, und diejenige, bei welcher durch Combinationen von Sperrädern mit Sperrklinken und mittelst Federn, Hebel, Zeigern und Zifferblättern die Tourenzahlen bestimmt werden.

In Deutschland haben hauptsächlich die Zählapparate von Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg grosse Verbreitung gefunden, welche Firma bemüht ist, diese Apparate immer mehr zu vervollkommnen.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Brauer, Ernst, Die Construction der Waage. Weimar 1880, F. Voigt.
Pichler, Moritz Ritter von, Der Indicator und sein Diagramm. Wien 1880, Gerold's Sohn.
Rosenkranz, Der Indicator. Berlin 1879, Gärtner.
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Bd. I. Braunschweig, Schwetschke & Sohn.

VII. Regulirende Maschinentheile.

A. Schwungräder.

Bezeichnet G das Gewicht des Schwungringes in Kilogrammen, N die Anzahl der Pferdestärken der Maschine, c die mittlere Geschwindigkeit des Schwungringes in Metern pro Secunde, R den Radius des Schwungringes in Metern, r den Kurbelradius in Metern, n die Tourenzahl pro Minute, $\frac{1}{\delta}$ den Ungleichförmigkeitsgrad aus $\frac{v_{max} - v_{min}}{v}$, wenn v_{max} die grösste, v_{min} die kleinste, v die mittlere vorkommende Geschwindigkeit bedeutet, dann ist $G = k\frac{\delta N}{c^2 n}$ oder $G = k_1\frac{\delta N}{R^2 n^3}$, worin k und k_1 Coefficienten sind, deren Werth je von der gesammten Construction der Maschine abhängt. In den folgenden Tabellen sind die Werthe für k für doppeltwirkende Maschinen zusammengestellt. k_1 ist stets gleich 91,2 k.

	Füllungsgrad	1	2/3	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6
$\frac{L}{r} = \infty$	Einfache Maschine	4646	7178	7933	8642	9023	9306	9491
	Zwillingsmaschine	466	720	795	867	905	934	951
	Drillingsmaschine	144	—	—	—	—	—	—
$\frac{L}{r} = 5$	Einfache Maschine	5688	8257	8997	9650	9983	10209	10378
	Zwillingsmaschine	1569	2256	2483	2662	2755	2816	2863
	Drillingsmaschine	437	—	—	—	—	—	—
	Woolf'sche Maschine } Gesammt 6	7050	8107	9354	—	—	—	—
	Woolf'sche Maschine } Expansion 9	7721	8271	—	9423	—	—	—

L bezeichnet die Länge der Lenkerstange.

Tabelle der Werthe für *k* mit Rücksicht auf die bewegten Massen (für doppeltwirkende Maschinen nach Morin).

$$\frac{L}{r} = 5;\quad G = k\frac{\delta N}{c^2 n};\quad k_1 = 91{,}2\,k.$$

I. Gewöhnliche Eincylinder-Maschinen.

Anfangsdruck in At.	6	5	6	5	5
Füllungsgrad	ohne Condensation			mit Condensation	
	ohne Balancier	mit Balancier		ohne Balancier	mit Balancier
1	5590	5530	5530	5590	5530
1/2	—	7080	6970	—	—
1/3	—	8190	7950	6660	7200
1/4	8600	9220	8910	7620	7620
1/5	—	10230	9700	—	7840
1/6	—	—	10650	—	8100
1	—	—	—	—	8310
1/8	—	—	—	—	8450

II. Oscillirende Eincylinder-Maschinen.

System Cavé $\left(\frac{L}{r}\ \text{variabel}\right)$.

1/2	7300	—	—	—	—
1/3	—	—	—	7440	—

III. Gewöhnliche Zweicylinder-Maschinen. Kurbelwinkel 90°.

1	1530	—	—	1530	—
1/5	1820 (5 At)	—	—	1820	—

IV. Dreicylinder-Maschinen. Kurbelwinkel 120°.

1	415	—	—	415	—
1/5	660	—	—	660	—

V. Woolf'sche Maschinen mit Condensation und mit Balancier.

Anfangsdruck	Gesammt-Expansion	Füllung im kleinen Cylinder	*k*
4,5	4,5	1	5540
4,5	7,5	2/3	6030

Den Ungleichförmigkeitsgrad $\frac{1}{\delta}$ nehme man nach Grove:

für Hammer- und Stampfwerke $\frac{1}{\delta} = 1/5$

" Pumpen- und Schneidewerke " $= 1/20 - 1/30$

" Webereien u. Papierfabriken " $= 1/40$

" Mahlmühlen . . . . . . " $= 1/50$

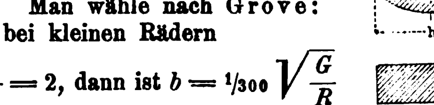
" Spinnereien bei niedriger Garnnummer . . . . " $= 1/50 - 1/60$

" Spinnereien bei hoher Garnnummer . . . . . . " $= 1/100$

Den Radius des Schwungrades bestimme man bei Balanciermaschinen . . $R = 3r$ bis $3{,}5r$
Maschinen ohne Balancier . $R = 3{,}5r$ bis $5r$
Woolf'schen Maschinen . . $R = 3{,}5r$ bis $4r$
Die grösseren Werthe entsprechen grösserem δ. Nach Wahl von R controlire man den Werth nach $c = \frac{\pi}{30} R n$, da c nicht zu gross werden darf; man nimmt für c 10 bis 15 Meter.

Dimensionen des Schwungrades: Das nach obiger Weise berechnete Gewicht des Schwungringes wird um 8 Proc. reducirt.

Bezeichnet nun: G das corrigirte Schwungringgewicht in Kilogr., a die radiale Höhe des rechteckigen Kranzes in Metern, b die axiale Kranzbreite in Metern, R den Schwungradhalbmesser in Metern, so ist $G = 45240\,a\,b\,R$.



Man wähle nach Grove:
bei kleinen Rädern

$\frac{a}{b} = 2$, dann ist $b = 1/300 \sqrt{\frac{G}{R}}$

bei grossen Rädern

$\frac{a}{b} = 1{,}5$, dann ist $b = 1/260 \sqrt{\frac{G}{R}}$

Anzahl der Arme. $Z = 2(1 + R)$. R auf Meter abgerundet.

Fig. 1146.

Armquerschnitt. Die Arme haben, wenn das Schwungrad nicht zugleich als Zahnrad dient, einen der Querschnitte Fig. 1146. Das h der Figuren bestimmt sich in Metern nach $h = \mu \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$;

$\mu = 0{,}20;\ 0{,}18;\ 0{,}17;\ 0{,}16;\ 0{,}15;\ 0{,}14$ für Armzahlen
$z = 4 \quad 5 \quad 6 \quad 8 \quad 10 \quad 12.$

Schwungräder mit Radien unter 1,75 Meter können in einem Stück gegossen werden, grössere Räder erhalten einen getheilten Kranz.

B. Centrifugalregulatoren.

Die zur Bewegungsregulirung der Motoren bestimmten Apparate, die sogenannten Regulatoren, lassen sich in zwei Hauptgruppen eintheilen, in die Centrifugalregulatoren und diejenigen, welche auf eine andere Weise eine veränderte Umdrehungsgeschwindigkeit der Maschine zum Ausdruck bringen. Wenn auch die Classe der letzteren durch einige sehr sinnreiche Constructionen vertreten ist, so kommen dieselben doch den allgemein gebräuchlichen und in unzähligen Variationen ausgeführten Centrifugalregulatoren gegenüber nicht in Betracht.

Man theilt die Regulatoren allgemein ein in statische, astatische und pseudoastatische.

Statische Regulatoren sind solche, die für jede Stellung eine bestimmte Gleichgewichtsgeschwindigkeit haben; die einem gewissen Ausschlage entsprechende Geschwindigkeitsänderung ist eine messbare Grösse.

Astatische Regulatoren sind bei einer bestimmten Geschwindigkeit, aber auch nur bei dieser, in jeder Lage im Gleichgewicht, die verschiedenen Ausschlägen entsprechende Geschwindigkeit ist gleich Null. Die Bahn, in der sich die Mittelpunkte der Schwungkugeln bewegen, heist die astatische Curve.

Die pseudoastatischen Regulatoren gehören zur Classe der statischen, jedoch ist die einem bestimmten Ausschlage entsprechende Geschwindigkeitsänderung eine kleine, für jeden besonderen Zweck durch die Erfahrung bestimmte Grösse.

Es gilt als allgemein anerkannt, dass durch einen in möglichst engen Grenzen gehaltenen pseudoastatischen Regulator die beste Regulirung zu erzielen ist.

Definition allgemeiner Bezeichnungen.

Energie. Unter Energie eines Regulators versteht man diejenige in der Richtung der Hülsenverschiebung wirkende Kraft, welche bei einer gewissen Geschwindigkeitsänderung des Regulators den vom Stellzeug und der Eigenreibung verursachten Widerstand zu überwinden sucht. Nennt man den Widerstand des Stellzeuges reducirt auf die Hülse $2K$ und den Widerstand, den die Reibung des Regulators der Hülsenverschiebung entgegensetzt F, so muss die Energie eines Regulators $E > 2K + F$ sein.

Unter Ungleichförmigkeitsgrad $\frac{1}{\delta}$ versteht man die Differenz zwischen der grössten und geringsten zulässigen Geschwindigkeit, dividirt durch die mittlere Geschwindigkeit; derselbe richtet sich nach dem Ungleichförmigkeitsgrade der Motoren. Siehe Schwungräder, Seite 235.

Unempfindlichkeitsgrad. Denkt man sich den Regulator in einer gewissen Stellung, die einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit ω entspricht, im Gleichgewicht, so haben die Kugeln bei einer Aenderung von ω das Bestreben, zu steigen oder zu fallen, je nachdem ω grösser oder kleiner wird. Diesem Bestreben setzt jedoch die Reibung im Regulator und Stellzeuge Widerstand entgegen, sodass der Werth von ω erst bis zu einer gewissen Grösse ω' gesteigert werden muss, damit ein Anheben des Regulators erfolgt; ebenso muss sich ω erst bis auf ω'' vermindern, um ein Fallen der Kugeln stattfinden zu lassen. Den Ausdruck $\varepsilon = \frac{\omega' - \omega''}{\omega}$ nennt man nach Weisbach Unempfindlichkeitsgrad; $\frac{1}{\varepsilon}$ wird Empfindlichkeitsgrad genannt.

Unter Arbeitsvermögen eines Regulators versteht man das Product aus Muffenhub S in die Energie ε und setzt $A = \varepsilon . S$.

Ein Maasstab für die Güte eines Regulators ist die Grösse seines Arbeitsvermögens bei bestimmtem Gewichte und bestimmter Raumbeanspruchung.

Allgemeine Constructionsregeln.

Bei den verschiedensten ausgeführten Constructionen haben wir durchgehends folgende Verhältnisse gefunden. Bezeichnet G (Fig. 1247) das Gewicht einer Kugel in Kilogr., D den Durchmesser derselben, c den Abstand der Aufhängungspunkte der Pendelstangen von der Drehungsachse, e den kreisförmigen Querschnitt der Pendelarme, e_1 den kreisförmigen Querschnitt der Zugstangen, l_2 die Entfernung zwischen

dem Aufhängungspunkte der Pendelstange und der Verbindungsstelle derselben mit der Zugstange, so macht man passend $l_2 = 3D$ bis $4D$, $c = 0{,}2\,D$ bis $0{,}13\,D$ (im Mittel $0{,}16\,D$); e_1 wird je nach Belieben grösser oder kleiner gemacht, bei kleinen Schwungkugeln $^1/_7\,D$, bei grossen Gewichten $^1/_6 - {}^1/_5\,D$. Verwendet man für die Pendelarme und Zugstangen Flacheisen, so macht man den Querschnitt ebenso gross wie bei Rundeisen und das Verhältniss der $\frac{\text{Breite}}{\text{Höhe}} = {}^2/_3$. Nach den Kugeln hin werden die Pendelarme auch wohl verjüngt, bei rundem Querschnitt 1 : 90, bei rechteckigem 1 : 60. Die ganze Anordnung ist so zu treffen, dass im Ruhezustande die Hülse unten nicht aufsteht, sondern in diesem Zustande die Kugeln das Belastungsgewicht oder einen anderen festen Stützpunkt berühren. Die Stangen des Regulators dürfen in keinem Punkte anliegen. Für den Durchmesser der Spindel ergiebt sich für kleine Maschinen 25—35 mm, für mittlere 30—45 mm, für grosse 45—60 mm.

Specielle Regulatorconstructionen.

Der Watt'sche Regulator (Fig. 1247). Die Stangenlängen l und l_2 sind einander gleich, ebenso die Abstände der Zapfenmittel von der Rotationsachse; die Hülse ist unbelastet. Die Umdrehungszahl n berechnet sich aus $n = 946\sqrt{\frac{1}{h}}$, worin h die verticale Projection der Strecke ED (Pendelhöhe $h = ED \cos \alpha$) gemessen in Millimetern bedeutet.

Bezeichnet α den mittleren, α_1 den grössten und α_2 den kleinsten Ausschlagwinkel, so nimmt man gewöhnlich $\alpha = 30^0$, $\alpha_1 = 40^0$ und $\alpha_2 = 20^0$; daraus berechnen sich die diesen Ausschlagwinkeln entsprechenden Umdrehungszahlen $n_1 = 1{,}065\,n$; $n_2 = 0{,}96\,n$; $n = 1{,}11\,n_2$.

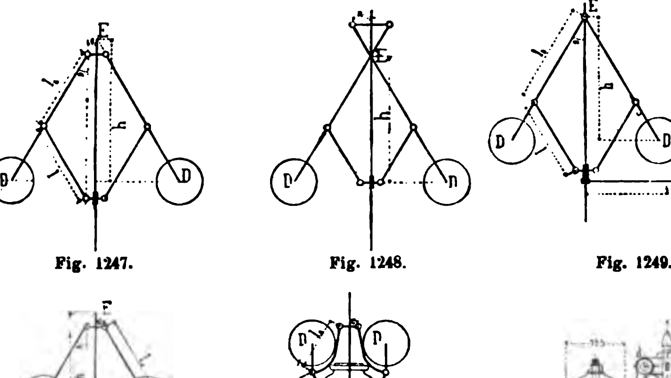


Fig. 1247. Fig. 1248. Fig. 1249.

Der Regulator von Kley, Fig. 1248, pseudoastatische Aufhängung. Die Drehpunkte der Pendelarme liegen auf den entgegengesetzten Seiten der Rotationsachsen. Es ist hier ebenfalls $n = 946\sqrt{\frac{l}{h}}$ ($h = ED \cos \alpha$). Zur Vermeidung labiler Gleichgewichtslagen ist ein kleinster Ausschlagwinkel anzunehmen; derselbe bestimmt sich aus $\sin \alpha_2 = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$, worin a den Abstand des oberen Drehpunktes vor der Rotationsachse und l die Länge der Stange bis zum Kugelmittelpunkt bedeutet. Für $\alpha_2 = 25^0$ ist $a = 0{,}075\,l$ zu setzen. Durch eine derartige Anordnung nähert sich dieser Regulator einem astatischen und besitzt dem einfachen Watt'schen gegenüber den Vorzug grösserer Beweglichkeit.

Fig. 1250. Fig. 1251.

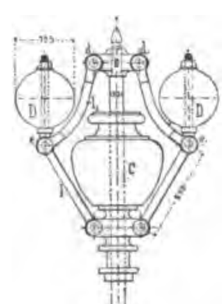


Fig. 1252.

Der Watt'sche Regulator mit Grossmann'schem Gewicht (Fig. 1249). Der Stellhebel nach der Drosselklappe trägt in seinem Drehpunkte einen Arm, der in der mittleren Stellung des Regulators senkrecht steht; an diesem Arme ist ein Gewicht verstellbar befestigt, wodurch sich der Watt'sche Regulator fast ganz astatisch machen lässt.

Der Porter'sche Regulator (Fig. 1251 u. 1253—1255). Die Stangenlängen sind einander gleich, sowie die Abstände der Zapfenmittel vor der Rotationsaxe. Die Zugstangen greifen in der Mitte der Regulatorkugeln an. Das Charakteristische dieses Regulators ist ein schweres Hülsengewicht, was natürlich eine bedeutend vergrösserte Umdrehungszahl zur Folge hat. Diese Regulatoren besitzen eine grosse Energie, aber nur geringe Beweglichkeit. In beifolgender Tabelle sind die Constructionselemente eines nach diesem System zu bauenden Regulators angegeben. Fig. 1253—1255 zeigen noch einige verschiedene Anordnungen desselben Systems.

Regulator von Proell (Fig. 1250 u. 1252). Derselbe zeichnet sich durch bedeutende Energie und grosse Beweglichkeit aus, bei sehr geringer räumlicher Ausdehnung und einfacher Construction. Dadurch dass die Regulatorkugeln aus dem mittleren Scharnier herausgenommen und auf einen Arm gesetzt sind, der mit der unteren Stange einen bestimmten Winkel bildet, werden dieselben gezwungen, sich in

Constructions-Tabelle für Porter'sche Regulatoren.

Cylinderdurchmesser in Millim.	100—120	140—160	190—220	260—330	350—410	470—540	620—700	800—900	1000—1200
Tourenzahl der Maschine: Bockmaschinen	168,156	144,132	120,108	94,84	72	—	—	—	—
Tourenzahl der Maschine: liegende Maschin.	—	100	90,80	62,75	62,56	52,48	44,40	36,32	30,28
Anzunehmende mittlere Tourenzahl	162	122	100	80	64	50	42	34	29
Anzunehm. Uebersetzungsverhältniss	1,6	1,8	2,0	2,2	2,3	2,4	2,6	2,8	3
Pendelarmlänge l	160	180	220	260	300	360	420	500	600
$\measuredangle \alpha$	$\measuredangle \alpha = 35^\circ$, $\cos \alpha = 0{,}82$			$\measuredangle \alpha = 40^\circ$, $\cos \alpha = 0{,}77$					
Schwungkugelgewicht G	0,61	1,1	1,95	4,3	8	13,7	18,6	25,6	30,7
Muffengewicht	10,78	13,8	26,0	51,4	74,0	92,6	122,8	148,8	178,6
Tourenzahl der Spindel: Bockmaschinen	265,255	228,218	217,206	193,181	156	—	—	—	—
Tourenzahl der Spindel: liegende Maschinen	—	190	188,178	168,158	146,138	122,116	112,106	98,92	88,85
Ueber die Bedeutung der Buchstaben siehe Fig. 1253. — a	55	65	80	105	130	150	170	190	200
b	60	70	90	110	140	160	180	200	220
c	262	295	360	400	462	854	647	770	924
d	30	40	50	70	90	110	130	150	180
e	8	8	10	10	12	14	16	18	20
f	8	10	12	12	15	15	20	20	25
g	10	10	12	12	15	15	20	20	25
k	6	6	8	8	10	10	10	12	12
m	—	110	130	160	190	230	—	—	—
n	—	44	48	65	—	80	—	—	—
p	—	40	45	55	65	75	—	—	—
q	—	5	8	10	12	15	—	—	—
r	—	20	30	40	50	60	—	—	—
t	—	90	103	—	—	145	—	—	—
u	—	40	50	—	—	80	—	—	—
v	—	60	70	—	—	110	—	—	—
w	—	295	365	—	—	600	—	—	—

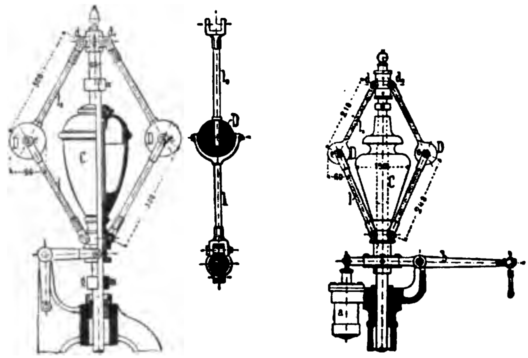


Fig. 1254—1255.

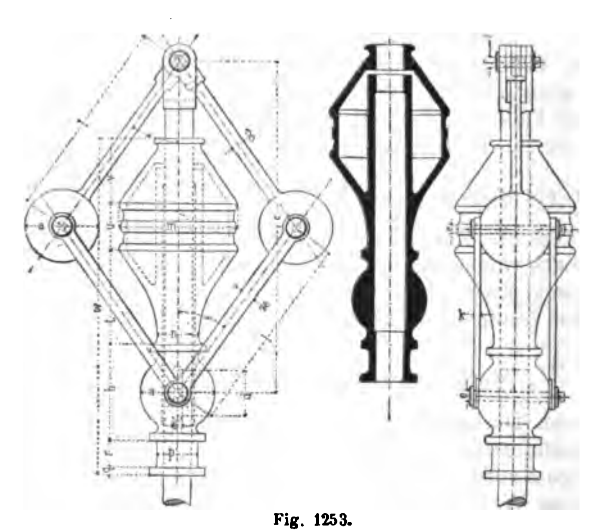


Fig. 1253.

Bahnen zu bewegen, deren Krümmungsmittelpunkte nahezu in doppelter Höhe jenseits der Achse liegen. Hierdurch und durch den eigenartigen Verlauf der Curve, welche eine gleichmässig abnehmende Abweichung von der astatischen Curve zeigt, erhält der Regulator innerhalb des benutzten Ausschlages einen nahezu constanten Beweglichkeitsgrad (von ca. 2%) und eine im Verhältniss zu seiner Grösse und seinem Gewicht sehr bedeutende, fast constante Energie. Durch das Auswechseln passend gewählter Kugelträger und des Belastungsgewichtes kann dieser Regulator für jede beliebige Tourenzahl construirt werden. Durch sein grosses Arbeitsvermögen eignet er sich besonders zur directen Regulirung des Wasserzuflusses bei Wasserrädern und Turbinen und für Dampfmaschinen, die zur Verstellung ihrer Expansion eine bedeutende Arbeit erfordern. Nachstehende Tabelle giebt die Grössenverhältnisse dieser Regulatoren an, in denen dieselben von dem Eisenwerk und Maschinenfabrik Lauchhammer gebaut werden.

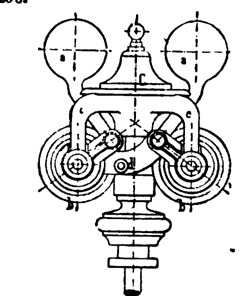
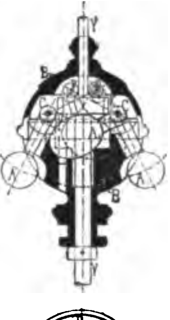


Fig. 1256.

Der **Buss'sche Regulator** (Fig. 1256) gehört zu den fast ganz astatischen Regulatoren und ist in neuerer Zeit vielfach in Anwendung gekommen. Derselbe trägt in zwei mit der Achse fest verbundenen

Nummer des Regulators	I	II	III	IV	V	VI	VII
Durchmesser des Dampfcylinders approximativ	100—200	200—300	300—450	450—600	400—500	500—600	600—700
Tourenzahl pro Minute	120	100	90	80	115	107	120
	Bei Einwirkung der Regulatoren auf die Drosselklappe, Regulirventil und Auslösungsmechanismus bei Corliss-Maschinen. (Geringer Kraftbedarf.)				Bei Einwirkung der Regulatoren auf die Steuerung, z. B. Farcot-, Rider- etc. Steuerung. Grösserer Kraftbedarf.		
Gesammthöhe H des Regulators von der unteren Kante des Bundes, auf welcher der Regulator in der Ruhelage aufsitzt	380	470	570	660	570	660	660
Druck der Hülse nach unten in der Ruhelage des Regulators	9,5	18,4	30	39	53	75	100
Grösste Breitendimension der ausschlagenden Kugeln	390	500	600	690	515	700	700
Totaler Hub der Hülse	40	50	60	70	75	80	80
Dicke der Spindel unterhalb Bund	25	30	35	40	35	40	40
Durchmesser der Zapfensohle	16	20	25	30	25	30	30
Länge des konischen Zapfens	50	60	70	80	70	80	80
Spindellänge unterhalb Bund	500	620	750	900	750	900	900
Energie des Regulators	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,4	4,3

Aufhängungspunkten 2 Pendel, von denen jedes aus zwei mit Gewichten versehenen Armen besteht, die miteinander einen rechten Winkel bilden. Ein auf dem horizontalen Arme befestigter Stift d fasst in die zur Bewegung des Stellzeuges dienende Hülse. Die Wirkungsweise dieses Regulators beruht auf der gegenseitigen Wirkung von Centrifugalkraft und Schwere.



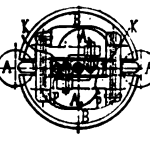


Fig. 1257—1258.

Der Cosinus-Regulator von H. Gruson in Buckau-Magdeburg (Fig. 1257—1258). Bei demselben ist bei einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit das Moment der Centrifugalkraft proportional dem Cosinus des Ausschlagwinkels. Da ferner die Winkelgeschwindigkeit für jeden beliebigen Ausschlagwinkel constant ist, so ist dieser Regulator vollkommen astatisch. Die Einrichtung dieses in sämmtlichen industriellen Staaten patentirten Regulators ist nun folgende: Auf der Regulatoracbse, die an ihrem oberen Ende sich zu einer Platte k verbreitert, ist eine kugelförmige Muffe B verschiebbar angebracht. Dieselbe enthält die Drehpunkte für die beiden Pendel cc. Letztere bestehen aus einem Winkelhebel, an dessen Enden einerseits die Kugel A, anderseits das Gegengewicht A_1 befestigt ist. Durch einen in der Platte a festgenieteten Stift wird die Muffe gezwungen, an der Drehbewegung der Regulatorspindel theilzunehmen, ohne ihre Beweglichkeit in verticaler Richtung einzubüssen. Durch einen am Gewichte A_1 angebrachten Arm stützen sich die Pendel auf die Platte k und heben bei ihren Ausschlägen die Muffe und folglich auch sich selbst in die Höhe. Bei dieser Anordnung wirkt also das ganze Gewicht der Pendel und Muffe zur Erzeugung der Energie mit. Bei richtiger Lage der auf der Platte k mittelst Rollen gleitenden Stifte ist der Regulator vollständig astatisch; da jedoch für viele Fälle ein astatischer Regulator unzweckmässig ist, wurde die Einrichtung getroffen, dass durch einfaches Verstellen dieser Stifte der Regulator bis zu einer Stabilität von ca. 3% Tourendifferenz verstellt werden kann. Die Energie und der Beweglichkeitsgrad werden durch eine derartige statische Einstellung nicht beeinflusst. Der Gesammtausschlagwinkel beträgt 40° bis 60°, und es bleibt die Energie für alle Lagen nahezu constant. Aus nachstehender Tabelle sind die Grössenverhältnisse zu ersehen, in denen die Regulatoren von H. Gruson in Buckau-Magdeburg angefertigt werden.

Grössennummer des Regulators	0	1	2	3	4	5	6
Effective Pferdestärke der Dampfmaschinen	0—2	1—3	2—8	5—20	15—50	40—150	120—1000
Durchmesser der Drosselklappe in Millimetern	0—20	15—25	20—40	30—60	50—100	90—180	150—450
Umdrehungen pro Minute	465	416	370	330	298	270	246
Druck der Muffe in der Ruhe nach unten	2,7	5,5	11,5	22	41	74	125
Hub der Muffe in Millimetern	30	38	48	60	74	90	108
Grösster Durchmesser des Apparats in Millimetern	185	235	295	370	458	555	665
Grösste Höhe von Unterkante (Stellring) gemessen	220	280	352	440	534	645	780
Wellenlänge unterhalb des Stellringes	300	380	480	600	740	900	1100
Wellendurchmesser	15	18	22	28	34	42	50
Durchmesser der Schellennuth	23	30	36	46	55	68	85
Höhe der Schellennuth	11	14	18	22	27	32	36

Fig. 1259 zeigt eine von den vorher beschriebenen Constructionen ganz verschiedene Anordnung. Die horizontale Spindel trägt zwei Stahlbänder b, in deren Mitte zwei messingene Gewichte g befestigt sind.

Die Spindel mit den Kugeln wird durch eine Schnurscheibe s in Umdrehung versetzt und durch die Centrifugalkraft der Kugeln krümmen sich die Federn und bewegen das doppelsitziges Ventil A. Dieses Ventil dient aber auch gleichzeitig als Absperrventil und kann durch die Flügelmutter aa frei auf und ab bewegt werden. Das durch die Schraube n verschlossene Gefäss m dient zur Zuführung von Oel oder Fett zum Ventil. Dieser Regulator ist für schnellgehende Maschinen bestimmt. Bei dem in Fig. 1260 dargestellten astatischen Centrifugal-Regulator von Prof. O. Grove und Michel Andrade in Paris wird die Astasie dadurch erzielt, dass die Bewegung der Kugeln in eigenthümlicher Weise auf das Muffengewicht übertragen wird. Die Pendelstangen besitzen nämlich Schlitze, in denen mit Röllchen versehene Bolzen sich verschieben können. Diese Bolzen sind die Eckverbindungen eines Gelenkvierecks, dessen zu oberst gelegener Drehpunkt fest mit der Welle verbunden, dessen unterer dagegen verschiebbar ist. Die Entfernung jenes oberen Drehpunktes von dem Aufhängungspunkte der Kugelarme soll gleich der Länge der Arme des Vierecks sein. Mit dem unteren Drehpunkt des Gelenkvierecks ist eine verschiebbare Muffe verbunden, die das Belastungsgewicht C trägt, welches als hohles gusseisernes Gefäss ausgeführt wird. Im Inneren dieses auszubohrenden Gefässes befindet sich ein auf der Regulatorwelle festgekeilter Kolben, von etwas geringerem Durchmesser als die Gefässbohrung. Das den Hohlraum füllende Oel muss bei einer Verschiebung des Gefässes, welches an der Regulatorspindel durch Lederstulp abgedichtet ist, unter erschwerenden Umständen von der einen Seite des Kolbens nach der anderen dringen, die Vorrichtung dient somit als Bremse oder Katarakt. Die Bewegung des Gefässes geschieht vom Kolben aus, indem zwei angegossene Rippenvorsprünge in entsprechende Nuthen des Gefässes eingreifen.

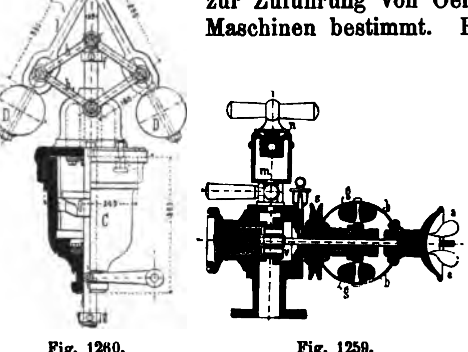


Fig. 1260. Fig. 1259.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Weisbach, Ingenieur- und Maschinenmechanik. III. Theil. Braunschweig 1870. F. Vieweg & Sohn.

Ingenieurs-Taschenbuch „Hütte". Berlin 1877. Ernst & Korn.

A. Wüst, Theorie der Centrifugalpendel-Regulatoren. Stuttgart 1871. A. Liesching & Co.

Dr. Proell, Abhandlung über Regulatoren. Civil-Ingenieur 1873.

H. Lang, Centrifugalpendel-Regulatoren. Separat-Abdruck aus dem „Practischen Maschinen-Constructeur". Leipzig 1882. Baumgärtner.

VIII. Pumpen.

Die Pumpen dienen dazu, Wasser oder andere Flüssigkeiten durch Ansaugen und Weiterfördern von einem Ort zum anderen — gewöhnlich aus der Tiefe in die Höhe — zu schaffen. Dieselben haben vor anderen Wasserhebemaschinen, als z. B. den Wurfschaufeln, Wurfrädern, Paternosterwerken, Wasserschnecken u. s. w., erhebliche Vortheile, in erster Linie den der besseren Wirkung, voraus. Ausserdem sind die Höhen, auf welche das Wasser durch erwähnte Vorrichtungen zu fördern ist, geringe im Verhältniss zu den Förderhöhen, welche mittelst der Pumpen erreicht werden können. Wir unterscheiden nach der Art der Wirkungsweise zunächst Kolbenpumpen, Rotationspumpen, Centrifugalpumpen und Strahlpumpen.

A. Kolbenpumpen.

Die Kolbenpumpen sind die vortheilhaftesten und darum am allgemeinsten zur Anwendung gelangenden Wasserhebungsmaschinen. Dieselben heben das Wasser mittelst eines in einem Cylinder auf- und nieder- oder hin- und hergehenden Kolbens und sind zu dem Zwecke mit den nothwendigen Röhren und Ventilen resp. Klappen versehen. Das der Pumpe das Wasser zuführende Rohr heisst Saugrohr, das das Wasser weiterführende Rohr Druckrohr. Die Höhe des Kolbens über dem Wasserspiegel des Saugbehälters heisst die Saughöhe. In gleicher Weise bezeichnet man die durch das Druckrohr auf den Kolben wirksame hydrostatische Druckhöhe, d. h. die Höhe, auf welche das Wasser gedrückt wird, mit dem Namen Druckhöhe. Saug- und Druckhöhe zusammengenommen bezeichnen dann die Förderhöhe der Pumpe.

1. Eintheilung der Kolbenpumpen.

Befindet sich die Pumpe derart über dem Unterwasserspiegel angeordnet, dass das Wasser durch den hydrostatischen Druck in dieselbe fliesst und der Kolben darauf das Wasser auf die Förderhöhe hebt, so heisst die Pumpe Hubpumpe. Wird das Wasser auf die Förderhöhe durch den Kolben gedrückt, so heisst die Pumpe Druckpumpe.

Befindet sich die Pumpe dicht unter dem Oberwasserspiegel angeordnet und wird das Wasser zu der erforderlichen Höhe gesaugt und dann ausgegossen, so haben wir eine Saugpumpe; hat die Pumpe eine mittlere Stellung, so erhalten wir eine Saug- und Hub- oder Saug- und Druckpumpe.

Wir unterscheiden im weiteren einfach- und doppeltwirkende Pumpen. Letztere sind diejenigen, die sowohl beim Aufgange als beim Niedergange des Kolbens stets gleichzeitig saugen und das Wasser fortdrücken.

Jede einfachwirkende Pumpe hat zwei Ventile: ein Saugventil, durch welches das angesaugte Wasser in die Pumpe tritt, und ein Druckventil, durch welches das gehobene Wasser hindurchgeht. Entweder haben beide einen festen Sitz, oder es ist nur das eine fest, während das andere mit dem Kolben verbunden ist. Wir erhalten auf diese Weise Pumpen mit massivem Kolben und Pumpen mit Ventilkolben.

Die Hubpumpe. Die principielle Darstellung der Hubpumpe ist in den Fig. 1261—1262 in den zwei gewöhnlich zur Anwendung kommenden Anordnungen gegeben. Die Saugventile a befinden sich hier unter dem Unterwasserspiegel. Beim Niedergange des Ventilkolbens b, Fig. 1262, wird das unter demselben sich befindende Wasser durch die Ventilklappen c des Kolbens über den Kolben geführt, indem das Saugventil a geschlossen ist. Beim folgenden Aufgange des Kolbens schliessen sich die Klappen c des Ventilkolbens, Fig. 1261, das Saugventil a öffnet sich und indem der Raum unter dem Kolben sich mit Wasser füllt, wird die über b stehende Wassersäule zum Ausfluss bei d gebracht.

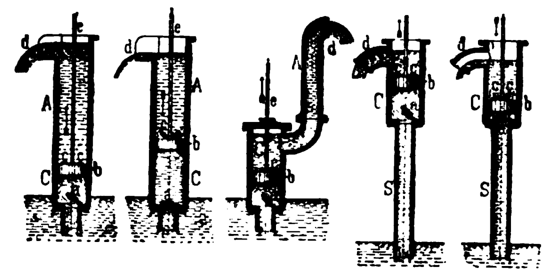


Fig. 1261—1265.

Steht das Steigrohr A über dem Cylinder C, so geht die Kolbenstange e durch dieses hindurch, Fig. 1261—1262; wird dagegen das Steigrohr A neben dem Cylinder angeordnet, so geht die Kolbenstange

durch einen Deckel auf C und wird in diesem durch eine Stopfbüchse gedichtet, Fig. 1263. Bei ersterer Pumpenart kann das Wasser nur vertical gehoben werden (f. Bergwerke, Brunnen); die Anordnung Fig. 1263 gestattet eine grössere Anwendbarkeit, da mittelst derselben das Wasser vertical und in jeder anderen Richtung fortgeführt und ausserdem die Betriebsvorrichtung an jeder Stelle über dem Deckel des Cylinders angebracht werden kann.

Die Saugpumpe. Die Fig. 1264—1265 zeigen eine einfache Saugpumpe für den Auf- und den Niedergang des Kolbens. C bezeichnet wieder den Pumpencylinder, a das Saugventil, b den Ventilkolben und c die Ventilklappen. Das Saugrohr ist mit S bezeichnet. Geht der Kolben von unten nach oben, so wird das Wasser durch das Rohr S durch den äusseren Luftdruck in den Cylinder getrieben, nachdem von dem Wasserstrome das Saugventil geöffnet ist. Beim Niedergange tritt das gehobene Wasser über den Kolben. Die Auslaufröhre d ist an dem Cylinder über der höchsten Kolbenstellung angeordnet und es fliesst beim nächstfolgenden Aufgang des Kolbens das über dem letzteren befindliche Wasser durch diese ab. Da der Druck der Luft einer Wassersäule von 10,1 m Höhe das Gleichgewicht hält, so könnte das Wasser im höchsten Falle nur bis zu dieser Höhe gehoben werden. Dasselbe wird aber wegen der Reibungswiderstände und der nicht vollständig zu erzielenden Luftleere nur 7 bis 8 m steigen, sodass also der Kolben in seiner höchsten Stellung 7 bis höchstens 8 m über dem Unterwasser anzuordnen ist.

Die Saug- und Hubpumpe. Man erhält dieselbe, wenn man an den einfachen Hubpumpen Saugrohre anbringt, also den Cylinder von dem Unterwasser entfernt und zwischen dieses und den Cylinder die Saugrohre einschaltet.

Die Druckpumpe. Die Druckpumpen arbeiten stets mit massivem Kolben und es kann derselbe entweder in einem ausgebohrten Cylinder sich luftdicht auf- und abbewegen, oder in einem im Inneren unbearbeiteten Cylinder, in welchem Falle der Kolben als langer, abgedrehter Cylinder gebildet ist, welcher am oberen Ende des Pumpencylinders in einer Stopfbüchse geführt ist. Die Fig. 1266—1267 stellen das Princip einer Druckpumpe der ersteren Art dar. Es ist C der Cylinder, b der Kolben, und e die Kolbenstange; a ist das Saugventil. Bei dem Aufgange des Kolbens hebt sich das Ventil a und der Cylinder füllt sich mit der Flüssigkeit. Der Niedergang des Kolbens bewirkt sodann den Schluss von a und die Oeffnung eines zweiten Ventiles c, das in dem Druckrohr D fest gelagert ist. Der Cylinderinhalt wird somit in dem Druckrohr in die Höhe gedrückt.

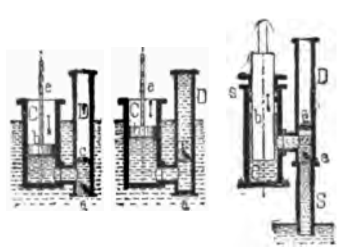


Fig. 1266—1268.

Das Princip der zweiten Art ist in der Fig. 1268 dargestellt, und zwar ist dieselbe zugleich als **Saug- und Druckpumpe** gebildet. S ist das Saugrohr, b ein massiver, cylindrischer Kolben, dessen Durchmesser kleiner ist als der des Pumpencylinders und welcher durch die Stopfbüchse s gegen letzteren abgedichtet ist. Die Länge des Kolbens ist um die Länge der Stopfbüchse grösser als der Hub. Im übrigen sind die gleichen Theile bei den Pumpen Fig. 1266—1267 und der letztgenannten mit den gleichen Buchstaben bezeichnet. Das Druckrohr D kann an jeder beliebigen Stelle des Pumpencylinders angebracht werden; am vortheilhaftesten lässt man jedoch das Verbindungsstück zwischen Ventilkasten c und Cylinder vom obersten Punkte des letzteren ausgehen, um den Abzug der Luft aus dem Pumpencylinder zu erleichtern.

Windkessel. Um dem stossweisen Ausfluss des Wassers, besonders bei einfachwirkenden Pumpen, zu begegnen und einen möglichst gleichmässigen Strahl zu liefern, wird zwischen der Pumpe und dem Druckrohre ein Gefäss angeordnet, welches theils mit Wasser, theils mit comprimirter Luft angefüllt ist und Windkessel genannt wird. Die Luft, welche in dem Windkessel enthalten ist, wird mit einem Drucke, der dem Druck der Wassersäule des Druckrohres entspricht, zusammengepresst. Das aus der Pumpe in den Windkessel eintretende Wasser bewirkt die Compression der Luft, welche, sobald die Wasserförderung der Pumpe aufhört, sich wieder ausdehnt und den eingeführten Theil des Wassers in das Druckrohr fördert, derart, dass bei hinreichend grossem Windkessel ein fast gleichmässiger Wasserausfluss zu erreichen ist. In zweiter Linie bilden die Windkessel die Behälter, in welchen sich die Luft, die das Wasser absetzt, ansammeln kann, sodass durch zeitweises Ablassen der überschüssigen Luft dieselbe auf einfache Weise entfernt werden kann. Letzteres gilt besonders von den Windkesseln, welche über den Saugrohren unter den Saugventilen angeordnet werden; dieselben heissen Saugwindkessel und bewirken auch eine theilweise Aufhebung der Stösse, welche bei dem Uebergange des Wassers in die Pumpe entstehen, sowie sie auch das Schlagen der Ventile verhindern.

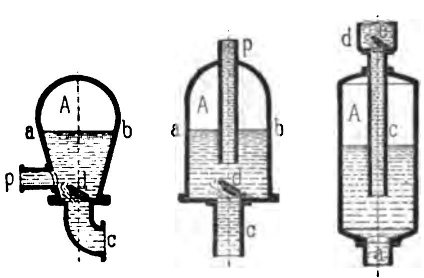


Fig. 1269—1271.

Die gebräuchlichsten Anordnungen der Windkessel sind aus den Figuren 1269—1270 ersichtlich. A ist der als Windkessel dienende Behälter, welcher in seinem unteren Theile bis etwa a, b mit Wasser angefüllt ist, während über diesem die comprimirte Luft steht. c ist das von der Pumpe kommende Rohr,

über welchem das Druckventil angebracht ist. Von dem Behälter A geht das Druckrohr p aus, und zwar entweder wie bei Fig. 1269, indem dasselbe aus dem Wasserraume des Windkessels seitlich abgeht, oder wie bei Fig. 1270, indem dasselbe durch den Deckel aus dem Windkessel herausgeführt wird. Fig. 1271 zeigt die Anordnung eines Saugwindkessels. In demselben ist a das Saugrohr und A der Windkessel, aus welchem das Rohr c zu dem Ventilgehäuse d führt, in welchem sich über c das Saugventil e befindet.

Die Anwendung des Druckwindkessels ist aus der Fig. 1272, die eine Saug- und Druckpumpe darstellt, ersichtlich. C ist der Pumpencylinder, S das Saugrohr mit dem Saugventil a, c das Druckventil und A der Windkessel. Der Querschnitt des Steigrohres e ist zweckmässig etwas kleiner zu nehmen als der des Druckrohres d.

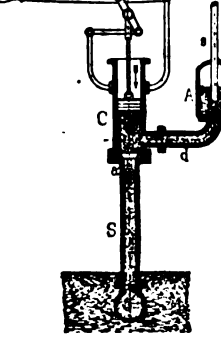
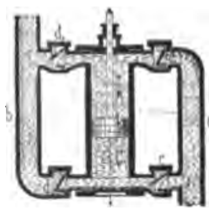


Fig. 1272.

Doppeltwirkende Pumpen. Die bisher angegebenen Pumpen sind einfachwirkend, indem sie nur bei dem Gange des Kolbens nach einer Richtung Wasser geben. Das Princip der doppeltwirkenden Pumpe, welche sowohl für den Rückgang als auch für den Vorgang des Kolbens die gleiche Wassermenge liefert, wird durch die Fig. 1273 verdeutlicht. C ist der Pumpencylinder, a das Saugrohr, b das Druckrohr. An beiden Enden sind je 2 Saugventile c und c_1 und zwei Druckventile d und d_1 angeordnet. Beim Aufgange des Kolbens k füllt sich der Cylinder durch a und c, während das über k stehende Wasser durch d_1 und b fortgedrückt wird. Bei der niedergehenden Bewegung des Kolbens wird das vorher angesaugte Wasser durch d und b fortgeführt, während sich gleichzeitig der Cylinderraum über k durch a und c_1 wieder mit Wasser füllt. Dasselbe Spiel wiederholt sich beim weiteren Aufgange des Kolbens und es ist ersichtlich, dass eine derartige doppeltwirkende Pumpe zwei einfachwirkende Pumpen derselben Cylinderdimensionen zu ersetzen im stande ist.


Fig. 1273.

2. Berechnung der Kolbenpumpen.

Bezeichnet: Q das zu hebende Wasserquantum in Kubikmetern pro Minute, D den Durchmesser des Pumpenkolbens in Metern, F den Querschnitt des Pumpenkolbens in Quadratmetern, s die Hublänge des Pumpenkolbens in Metern, n die Anzahl der Doppelhübe pro Minute, v die Kolbengeschwindigkeit pro Minute, ϱ das Verhältniss des wirklichen zum theoretischen Wasserquantum, so ist

für eine einfachwirkende Pumpe: $Q = Fsn\varrho = \frac{D^2\pi}{4}\frac{v}{2}\varrho$; $D = \sqrt{\frac{8\,Q}{\pi v \varrho}}$;

für eine doppeltwirkende Pumpe: $Q = 2Fsn\varrho = \frac{D^2\pi}{4} v\varrho$; $D = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi v \varrho}}$.

Der Wirkungsgrad ϱ beträgt im Durchschnitt: bei sorgfältig ausgeführten Pumpen $= 0{,}90$, bei guten Pumpen $= 0{,}85$, bei gewöhnlichen $= 0{,}80$.

Einfachwirkende Pumpen. Ist J der Inhalt einer Pumpe $= Fs$ und $\varrho = 0{,}80$, so ist $J = \frac{1{,}25\,Q}{n}$. Man macht das Verhältniss des Durchmessers zum Hub bei Hub- und Saugpumpen 1 : 1,5 bis 2, bei Druckpumpen (Plungerpumpen) 1 : 2 bis 4.

Es bezeichne weiter in dem Folgenden: f und f^1 den Querschnitt der Saug- resp. Druckrohre, h die Saughöhe in Metern, h_1 die Druckhöhe in Metern, h_2 die den Reibungswiderständen entsprechende Druckhöhe, H die grösste Saughöhe $= 10$ m.

Die Hubzahl n findet sich, wenn gesetzt wird $J = 14 f\sqrt{f}$, also $n = \frac{1{,}25\,Q}{14 f\sqrt{f}}$. Erhält die Pumpe einen Saugwindkessel, dessen Inhalt $= J$ ist, so hat man für $f \geqq \frac{0{,}187\,Q}{\sqrt{2g(H - h - h_2)}}$. Hierin ist nach Weisbach: $h_2 = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{c}}\right)\frac{l}{d}\cdot\frac{c^2}{2g}$, wobei unter l die Länge der Saugleitung, d der Durchmesser derselben und c die Geschwindigkeit des Wassers in den Saugröhren verstanden sind; $c = \frac{Q}{60 f}$.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit beträgt mindestens 9 m, für gewöhnlich 20 m, selten bis 45 m pro Minute. Die Geschwindigkeit des Wassers in den Saug- und Druckröhren betrage im Mittel 0,7 bis 1,3 m, sei aber stets $<$ 2m pro Secunde, die Wassergeschwindigkeit in den Ventilen 1,8 m im Maximum.

Je länger die Leitungen ausfallen, desto grösser ist der Querschnitt der Saug- und Druckröhren zu nehmen. Gewöhnlich wird hierfür bei langen Leitungen bis $1/2$, bei kurzen $1/4$ bis $1/5$, bei Bergwerkspumpen $1/3$ bis $2/3$ des Kolbenquerschnitts angenommen.

Die Saugleitungen sind stets ansteigend nach der Pumpe zu legen; ist dies aus irgend einem Grunde nicht auszuführen, so müssen kleine Lufthähne oder Entluftungsventile an der Pumpe angebracht werden.

Das Volumen der Druckwindkessel ist gewöhnlich gleich dem 2—3fachen, bei langen Leitungen gleich dem 4—6fachen Inhalt der Pumpe. Die grösste Spannung, welche die Luft in dem Druckwindkessel erhalten kann, überschreitet selten das 2—3fache des mittleren Druckes. Das Volumen des Saugwindkessels ist gleich dem Pumpenvolumen zu machen. Derselbe ist anzuwenden, wenn die Saughöhe grösser als 4,7 m, oder die Länge der Saugleitung grösser als 9,4 m ist.

Der Wasserschlag wird hauptsächlich durch Anbringung von Windkesseln, ebenso eines Lufthahnes in der Saugeröhre nahe der Pumpe, oder durch Beschweren der Ventile verhindert.

Doppeltwirkende Pumpen. Der Inhalt der Pumpe berechnet sich hier mit $J = \frac{1{,}25\,Q}{2n}$. In gleicher Weise wie bei den einfachwirkenden Pumpen findet sich $n = \frac{1{,}25\,Q}{28\,f\sqrt{f}}$, wobei in diesem Falle zu nehmen ist $f \geqq \frac{0{,}1\,Q}{\sqrt{2g\,(H - h - h_2)}}$. Bezüglich des Querschnittes der Druckröhren, des Wasserschlages u. s. w. gelten dieselben Bestimmungen, welche für einfachwirkende Pumpen massgebend sind. Die einfachsaugenden und doppeltdrückenden Pumpen sind in den Saugröhren wie einfachwirkende, in den Druckröhren und Windkesseln wie doppeltwirkende Pumpen vom Inhalt $= \frac{J}{2}$ zu berechnen.

Kraftverbrauch. Der Kraftverbrauch einer Pumpe ist bei nicht zu langen Rohrleitungen, in Pferdestärken ausgedrückt $N_e = \varphi\,\frac{Q\,(h + h_1)}{75\,.\,60}\,1000$; hierbei ist $\varphi = 1{,}25$ bei sorgfältig ausgeführten Pumpen, 1,33 bei guten Pumpen, 1,4—1,5 bei gewöhnlichen Pumpen.

3. Ventile und Klappen.

Die Ventile und Klappen haben den Zweck, bei einem in bestimmter Richtung auf sie wirkenden Drucke die Flüssigkeit abzuschliessen, dagegen bei einem in entgegengesetzter Richtung hin wirksamen Drucke der Flüssigkeit nachzugeben und derselben einen möglichst freien Durchgang zu gewähren. Bezeichne s die Breite der ringförmigen (oder rechteckigen) Dichtungsfläche, d den Durchmesser des Ventiles in Millimetern, so ist nach Fink $s = 1{,}4\sqrt{d}$, nach Reuleaux $s = 4 + \sqrt{d}$. Bei der konischen Form der Abschlussfläche (gewöhnlich unter 45° geneigt angenommen) ist die Projection $= s$ zu setzen. Bei einem Ventil mit einer grösseren Zahl von Abschlussflächen giebt man allen eine gleiche Breite, wobei die Summe der Querschnitte derselben so gross angenommen wird, wie die eines einfachen Tellerventiles vom Durchmesser der grössten Abschlussfläche sein würde.

In Bezug auf den Durchgang der Flüssigkeit gilt als allgemeine Regel für die Bestimmung der Grösse eines Ventiles oder einer Klappe, dass der freie Durchgangsquerschnitt des Ventiles gleich dem des Zuführungsrohres sein soll; ohne Schaden kann derselbe sogar etwas grösser angenommen werden, sollte jedoch nie wesentlich kleiner sein.

a. Klappenventile.

Die einzelnen Punkte der Klappenventile bewegen sich in Kreisbogen. Die Klappen werden nur in ihrer Drehungsachse geführt und zwar durch ein Scharnier oder durch die Elasticität des Materials, aus welchem sie bestehen. Erstere, die Metallklappen, werden heute nur noch selten angewendet, da die Gummiklappen, die nächsterwähnte Gattung, geräuschloser und sicherer arbeiten als die Metallklappen und durch Unreinigkeiten nicht so leicht in ihrer Wirksamkeit gestört werden können. Die Anordnung eines Metallklappenventiles war schon in den Fig. 582—583, S. 92 gegeben und sei bezüglich der Dimensionirung der einzelnen Theile derartiger Klappen darauf verwiesen.

Lederklappen. Dieselben finden hauptsächlich Anwendung in Kaltwasserpumpen und in Windpumpen; in warmem Wasser sind sie nicht anwendbar. Die Fig. 1274—1275 zeigen die Anordnung einer Lederklappe in ihrer einfachsten Form. Eine Lederscheibe a ist durch darauf- und darunter geschraubte oder genietete Eisenplatten b und c abgesteift und so ausgeschnitten, dass dieselbe gleich als Dichtung für die Flanschen der Rohre d und e zu benutzen ist, wodurch die gleichzeitige Befestigung der Klappe erreicht wird, welche letztere in jedem anderen Falle besonders herbeigeführt werden müsste. Die Nase n dient zur Hubbegrenzung für das Ventil.

Die Fig. 1276—1278 stellen eine doppelte Lederklappe mit ihrem Sitze für grössere Pumpen dar. Der Ventilsitz a (Messing, für grössere Dimensionen Gusseisen) wird in das Rohr b mit Dichtungsmaterialien eingesetzt. Auf demselben befindet sich die durch d und e abgesteifte Klappe c und zwar liegt dieselbe in ihrer Mitte auf dem in A befindlichen Stege g auf. Die Hakenschrauben h und die Brücke k (welche gleichzeitig die Hubbegrenzung für die Klappen vermittelt) dienen zur Befestigung der Klappe.

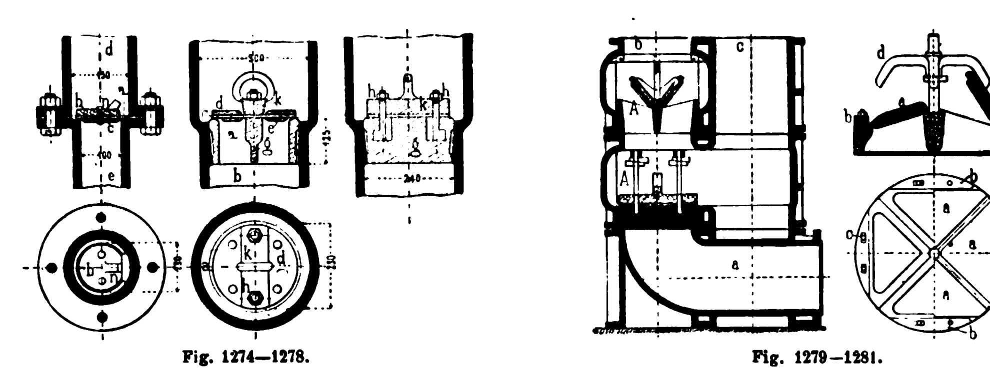


Fig. 1274—1278. Fig. 1279—1281.

Die Figur 1279 zeigt eine der gebräuchlichsten Formen der Lederklappenventile für Kaltwasserpumpen. Es ist hier das obere Ventil der Deutlichkeit wegen in falscher, um 90° verstellter Lage gezeichnet, um gleichzeitig zwei Verticalschnitte darstellen zu können. Die viertheilige Form des Lederklappenventiles wird durch die Fig. 1280—1281 verdeutlicht. Die einzelnen Klappen $a\,a$ bilden hier Dreiecke, deren Spitzen nach der Achse des Ventils gerichtet sind und welche an ihrer Basis durch Schmiedeeisenkörper $b\,b$ mittels Hakenschrauben $c\,c$ festgehalten werden. Die Hubbegrenzung für die Klappen wird durch die Arme d bewirkt. Beide Formen sind zweckmässig für alle Fälle, wo das Wasser, vertical aufsteigend, möglichst wenig abgelenkt werden soll; die letztere ist jedoch wegen ihres bedeutend höheren Preises weniger in Anwendung. Je häufiger ein Spielwechsel der Klappen eintritt, desto kleiner ist h_o, die Hubhöhe derselben, anzunehmen; im allgemeinen sind hierbei die Grenzen einzuhalten $\frac{d}{4} < h_o \leqq \frac{d}{3}$, worin d wieder den Durchmesser des Ventiles bezeichnet. Näheres über die Armirung der Ventilklappen siehe unter „Klappen", S. 92—93. Das in der Fig. 1279 dargestellte Ventilgehäuse $A\,A$ ist einer sehr compendiös gebauten Plunger-Schachtpumpe entnommen; bei a schliesst sich das Zuflussrohr an, bei b das Steigrohr und bei c der Plungercylinder. Die Ventile dichten nur mit ihrer unteren abgedrehten Fläche gegen einen Gummiring ab und können auf diese Weise leicht gegen ein vollständig fertig gelidertes Reserveventil, welches mit den beiden anderen genau gleiche Grösse hat, ausgewechselt werden. Das Aus- und Einbauen derselben findet durch Liderthüren statt, welche sich in jedem Ventilkasten befinden müssen.

Sind die Lederklappen einem nur sehr geringen Drucke ausgesetzt, wie bei den Gebläsemaschinen, so werden sie ohne Eisenarmirung angewendet; in diesem Falle müssen jedoch grössere Oeffnungen durch eingegossene Rippen in mehrere kleine zerlegt werden, sodass durch diese den Lederklappen eine Stütze geboten wird.

Gummiklappen. Die Gummiklappen besitzen eine grössere Anwendbarkeit als die Lederklappen, besonders da sie auch in warmem Wasser anwendbar sind; dabei haben sie letzteren gegenüber den Vortheil grösserer Billigkeit. Sie besitzen jedoch nicht die Dauer der Lederklappen und werden somit in der Unterhaltung kostspieliger. Ueber die allgemeine Anordnung der Gummiklappen siehe Näheres Seite 93. Diese selbst, stets ohne Armirung angewendet, bestehen meist aus vulcanisirtem Gummi mit Leinwandeinlagen. Die Dicke der Platten nehme man bei kleineren Maschinen nie unter 12 mm und bei mittelgrossen Maschinen bis 20 mm; bei grossen Maschinen kann dieselbe noch beträchtlich grösser werden. Die lichte Breite der Gitteröffnungen nehme man gleich der doppelten Plattendicke bei einem Flüssigkeitsdruck von 1 At.

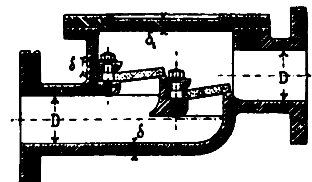




Fig. 1282.

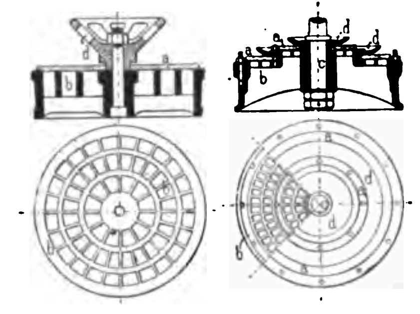


Fig. 1283—1286.

Die Anordnung eines Gummiklappenventiles, bei welchem sich Klappen von rechteckiger Form um eine gerade Kante biegen, ist in Fig. 1282 dargestellt. Man giebt den Platten in diesem Falle

meist einen kleinen Anzug, d. h. dieselben werden schon in geschlossenem Zustande etwas derart geknickt, dass sie vermöge der ihnen innewohnenden Elasticität stets das Bestreben haben, sich zu schliessen. Bei den Platten, welche sich um eine kreisförmige Kante biegen und somit ringförmige Gestalt haben, wird schon durch letztere das Bestreben, zu schliessen, erreicht. Eine derartige Anordnung ist in den Fig. 1283 bis 1284 zur Anschauung gebracht. Die Gummischeibe a liegt auf dem Sitze b, welcher aussen konisch in das Pumpenrohr eingesetzt wird und in der Mitte mit einer Nabe versehen ist, die zur Befestigung des Anschlages d dient, gegen welchen sich die aufgehende Gummischeibe anlegt. Der Anschlag ist kegelförmig, oder, wenn die Scheibe nur von zwei Seiten aufschlagen soll, keilförmig. Durch stärkere concentrische und schwächere radiale Rippen ist die Gummischeibe genügend gestützt; die Seiten der Oeffnungen betragen 2 bis 3 Centimeter.

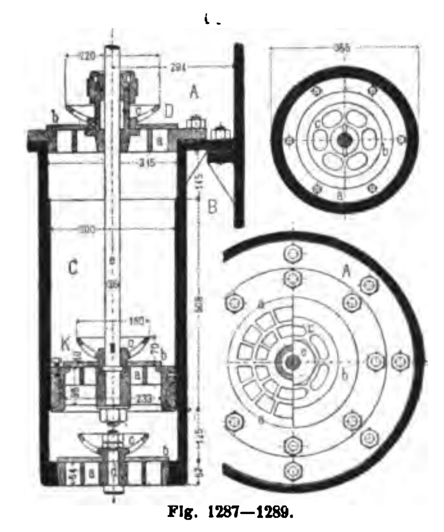


Fig. 1287—1289.

Die Fig. 1287—1289 geben die Anordnung derartiger Gummiklappenventile und des entsprechenden Kolbens für eine Warmwasserpumpe. Da warmes Wasser über 30° C. nicht direct von einer Pumpe aufgesaugt werden kann, weil die Dämpfe, welche sich aus dem Wasser entwickeln, die Bildung der Luftleere verhindern, lässt man hier das zu hebende Wasser in die Pumpe einfliessen. Die dargestellte Pumpe dient zur Förderung des heissen Condensationswassers einer Dampfmaschine. Der Pumpencylinder C hängt in einem Behälter B, welcher von dem zu hebenden Wasser angefüllt ist, sodass letzteres in C ebenso hoch steht als in B. Der Boden des Cylinders C wird durch das Saugventil gebildet, welches in der Art des vorbeschriebenen Ventiles aus dem gitterförmigen Ventilsitz a, der Kautschukscheibe b und dem Anschlag c besteht. a und c sind durch die Schraube d miteinander verbunden und so zusammengepasst, dass die Klappe b nicht gedrückt wird. Der Kolben sowie das Ventil im oberen Theile der Pumpe sind auf gleiche Weise gebildet. Das Wasser, welches von dem Kolben gehoben wird, tritt durch das Ventil D in den Raum A, aus welchem es abläuft, oder durch Rohre höher gehoben wird. Das den Cylinderdeckel bildende obere Ventil D ist noch mit einer Stopfbüchse für den Durchgang der Kolbenstange e versehen. Die Fig. 1288—1289 geben einen Horizontalschnitt durch den Pumpencylinder und durch die Behälter A.

Grössere Gummiklappenventile macht man derart mehrtheilig, dass nicht eine kreisförmige Gummischeibe, sondern entsprechend concentrisch gelagerte Gummiringe a und a_1 in der Art zur Anwendung gebracht werden, wie aus den Fig. 1285—1286, welche den Kolben einer Luftpumpe darstellen, ersichtlich ist; $d\,d_1$ sind die zugehörigen Anschläge, welche den Hub der Gummiringe begrenzen. Das zugehörige Saugventil wird oft dem Kolben congruent ausgeführt, um an Modellkosten zu sparen und besonders um mit einem Reservestück sowohl Kolben als Ventil auswechseln zu können. Die Anordnung der Ventilklappen in ihrer Lage übereinander, die des Ventilsitzes und der Anschläge bleibt jedoch dieselbe, auch wenn das Ventil konisch in den Ventilkasten eingesetzt wird oder mit demselben zu verschrauben ist. Statt der Kolbenstange c dient in beiden Fällen ein eigener Bolzen zur Verbindung von Ventilsitz und Anschlag und es trägt ersterer an seinem Ende gewöhnlich einen starken Handgriff, um für das Herausheben des Ventiles eine bequeme Handhabe zu bieten.

Die Gummiklappenventile finden sich häufig auch in der Weise ausgeführt, wie solches bei den Lederklappen angegeben wurde. Für diesen Fall ist einfach das Leder durch eine Gummischeibe ersetzt, welcher die entsprechende Dicke zu geben ist.

b. Geradlinig sich bewegende Ventile.

Die geradlinig gehobenen Ventile benutzen ausschliesslich ringförmige Sitzflächen, und zwar werden unter denselben meistens die Kegelventile verwendet. Ueber die allgemeine Anordnung der Rundventile siehe Näheres S. 93.

Tellerventile oder einsitzige Ventile sind diejenigen, welche eine einzige ebene oder konische Sitzfläche haben. Sie bestehen aus einem mehr oder weniger ebenen oder gewölbten Teller, dessen Rand eine genaue Rotationsfläche bildet und sich auf den Sitz in einer Fläche auflegt, welche der ersteren möglichst congruent ist.

Die Führung des Ventiltellers geschieht entweder unterhalb desselben, über demselben oder gleichzeitig auf beiden Seiten, von welchen Arten der Führung die ersterwähnte die beste ist. Die Anzahl der Führungsleisten soll = 4 sein.

Die Fig. 1290 zeigt die Anordnung eines einsitzigen Kegelventiles. Eine Scheibe a ist nach unten

zu mit 4 Rippen b versehen, welche sich in der Mitte der Scheibe kreuzen und die Führung des Ventiles bilden. Die Anzahl der Führungsleisten = 3 zu nehmen, empfiehlt sich nicht, da in dem Falle leicht ein Festklemmen des Ventiles eintreten kann; mehr als 4 jedoch sind erfahrungsmässig überflüssig. Die Scheibe a ist an ihrer äusseren Kante konisch bearbeitet und in einen Ring c, den Ventilsitz, vollkommen dicht eingeschliffen. Ebenso müssen die Rippen b genau in c passen, doch noch eine leichte Beweglichkeit des Ventiles gestatten.

Es ist erforderlich, diese, sowie alle anderen Hubventile, welche keine sehr sichere Führung haben, so anzubringen, dass sie in einer verticalen Wasserströmung liegen, dass also, wenn das Ventil, wie in unserer Figur 1290 angenommen, zwischen zwei im rechten Winkel liegenden Rohren angeordnet werden muss, das Rohr A so in das Rohr B einmündet, dass die untere Kante von B noch über die höchste Stellung von a zu liegen kommt. Es wäre somit falsch, den tiefsten Punkt von B mit der Linie g zusammenfallen zu lassen.

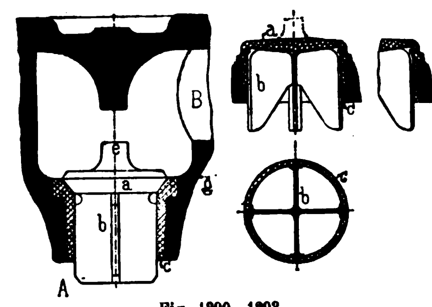


Fig. 1290—1293.

Soll der Wasserdurchfluss durch das Ventil nicht schneller stattfinden als durch den Ventilsitz c, so muss der Hub des Ventiles so gross genommen werden, dass der Querschnitt von c gleich dem Ringe ist, welcher bei gehobenem Ventile für den Ausfluss des Wassers vorhanden ist. Bezeichnet h_o den Hub des Ventiles, so findet sich dasselbe aus der Beziehung $h_o d \pi = \frac{d^2 \pi}{4}$, also $h_o = \frac{d}{4}$, worin d den Durchmesser des Ventilsitzes bezeichnet. h_o kann ohne Schaden noch etwas grösser als $\frac{d}{4}$ angenommen werden. Fig. 1294 zeigt das Ventilgehäuse einer doppeltwirkenden Pumpe, bei welcher Kegelventile zur Anwendung gekommen sind. f ist das Saugrohr und g das Druckrohr. Die Sitze der Saugventile und die der Druckventile (es finden sich im vorliegenden Falle je 2 Saug- und 2 Druckventile nebeneinander liegend angeordnet) sind konisch in das Ventilgehäuse eingesetzt. Die Saugventile sind äusserlich so klein, dass sie durch die Oeffnungen der Druckventile an ihren Platz gebracht werden können. Damit man aber nicht nöthig hat, die Druckventile zu entfernen, wenn die Saugventile zu reinigen sind, ist an dem Ventilgehäuse eine Oeffnung über den Saugventilen angeordnet, welche mit dem Deckel h verschlossen wird und die gross genug ist, dass das Reinigen und Einfetten der Saugventile bequem besorgt werden kann. An dem Deckel h sind die Anschläge d für die Saugventile angegossen; die Anschläge für das Druckventil werden durch den entsprechend geformten Deckel des Ventilgehäuses gebildet. Die Ventile selbst zeigen in dieser Figur eine zweite Art der Führung, indem hier unter der Ventilscheibe ein durchbrochenes Rohr angeordnet ist (gewöhnlich derart, dass demselben 4 Stege und ein unterer, die Stege verbindender Ring verbleiben), welches den Ventilsitz ausfüllt.

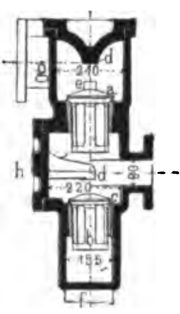


Fig. 1294.

Oefters findet sich auch für Kegelventile die Führung in der Weise ausgeführt, wie dies durch Fig. 1295 angegeben ist. Es ist hier mit dem Teller a ein Stift b in Verbindung gebracht, welcher in einem Auge c geführt wird, das mit dem Ventilsitze durch zwei oder mehr Rippen verbunden wird. Der Hub wird durch einen am unteren Ende von b sich befindenden Ring begrenzt, welcher nach Vollendung des Hubes an c anschlägt. Im allgemeinen ist jedoch diese Führung als unsicher zu verwerfen und ist nur dort gerechtfertigt, wo es schwierig ist, den Hub auf eine andere Weise zu begrenzen.

Kegelventile sind mit Vortheil nur bei Pumpen anzuwenden, welche ganz reines Wasser zu fördern haben. Ist das Wasser unrein, so sind Kegelventile ihres breiten Sitzes wegen nicht am Platze, weil sich auf diesen Sandkörner, Schlamm, Strohhalme, Faden u. s. w. auflegen und die Dichtung verhindern. Diesem Uebelstande kann in manchen Fällen mit Vortheil durch Anwendung von sogenannten Muschelventilen begegnet werden. Fig. 1296 verdeutlicht die Anordnung eines solchen, hier oberhalb des Tellers geführten Ventiles. Der abgerundete Rand des Ventiles legt sich auf eine scharfe Kante des Ventilsitzes, sodass sich dadurch die Sitzbreite auf ein Minimum reducirt. Diese Ventilconstruction hat noch den Vortheil, dass der Rohrquerschnitt durch die Führungstheile in keiner Weise beengt wird. Bei o ist die Führungsbüchse d, welche an dem Deckel des Ventilgehäuses oder, wenn zwei Ventile übereinander liegen, an dem oberen Ventile angeordnet wird, mit einer kleinen seitlichen Bohrung zu versehen. In den Fig. 1297 u. 1298 sind noch zwei Ventilconstructionen gegeben, welche derartige Führungen untereinanderliegender Ventile verdeutlichen.

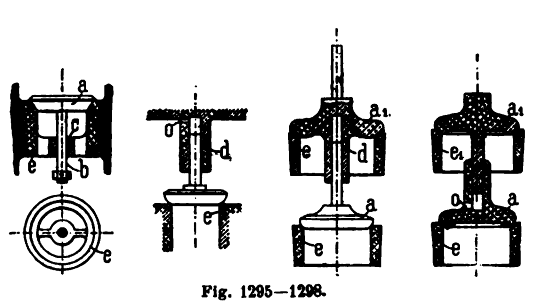


Fig. 1295—1298.

Die Fig. 1291—1292 zeigen ein Tellerventil im Durchschnitt und Grundriss, dessen Sitzfläche einen horizontalen Ring bildet. Die Führungsleisten *b* sollen bei möglichst geringer Dicke (um das Ventil recht leicht zu machen) eine grosse Reibungsfläche erhalten, damit sie sich wenig abnutzen. Man giebt ihnen darum an ihren Gleitflächen einen Saum. Die Leisten selbst sollen sich nicht bis an die Sitzflächen erstrecken; die letzteren sollen vielmehr von den Leisten vollständig getrennt sein, was durch Eindrehen kleiner Nuthen *n* erreicht wird. Bei Weglassung dieser durchaus nothwendigen Nuthen schlagen sich bald Unreinigkeiten in die Winkel ein und verhindern den dichten Schluss des Ventiles. Dasselbe Ventil kann nach Fig. 1293 auch mit konischem Sitz ausgeführt werden.

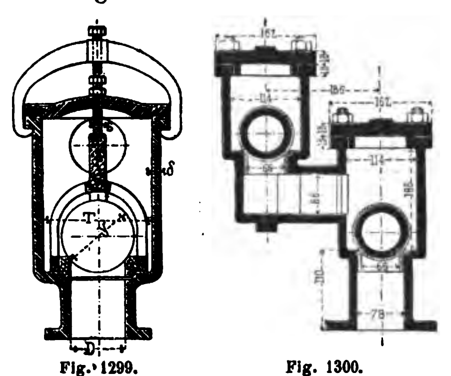


Fig. 1299. Fig. 1300.

Kugelventile. Verwendet man statt des flachen Tellers eine Kugel, welche sich auf einen scharfrandigen Sitz oder einen der Kugelfläche entsprechenden kegelförmigen Sitz auflegt, so haben wir das Kugelventil, von welchem eine gebräuchliche Form in der Fig. 1299 gegeben ist. Dasselbe hat den Vortheil, dass ein Festklemmen der Kugel nicht stattfinden kann. Die Hubbegrenzung geschieht durch einen von oben her gehaltenen Bügel, welcher gleichzeitig zur Befestigung des Ventilsitzes dient. Das Abflussrohr ist besonders hoch über der Sitzfläche angebracht und es hängt die richtige Function dieses Ventiles (sowie auch des Kugelventiles) viel von der richtigen Anbringung des Abflussrohres ab. Die Kugel, deren Durchmesser so klein als möglich zu nehmen ist, ist eine genau abgedrehte Metallkugel, oder, wie häufig mit Vortheil angewendet, eine Gummikugel, welche mit Blei oder einem anderen schweren Körper ausgefüllt ist. Kugeln der letzteren Art sind bei der Pumpe zur Verwendung gekommen, deren Ventilgehäuse durch Fig. 1300 dargestellt ist. Der Hub der Kugeln $\left(\text{sonst} \geqq \frac{d}{4}\right)$ wird in diesem Falle nicht begrenzt, da die mit dem Gummimantel umgebenen Kugeln infolge des ihnen gewährten Spielraumes nach vollendetem Hube sich immer wieder von selbst sanft auf den Sitz auflegen.

Die Kugelventile sind im allgemeinen mit Vortheil zu verwenden und empfiehlt sich deren Anwendung besonders für Pumpen, welche unreine, resp. dicke Flüssigkeiten zu heben haben.

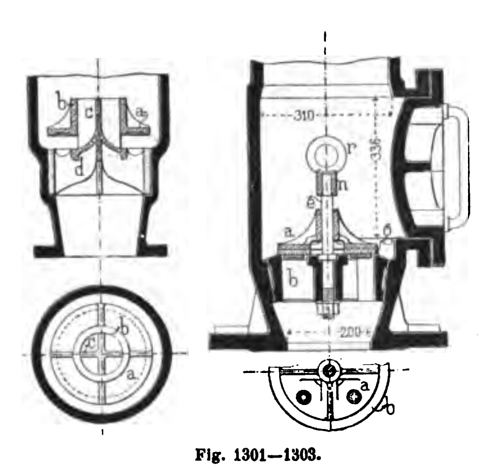


Fig. 1301—1303.

Mehrsitzige Ventile. Bildet man den Durchgangsquerschnitt des Ventiles ringförmig und stellt den Verschluss desselben wieder durch einen die Oeffnung bedeckenden Ring her, so hat dieses Ventil zwei ringförmige, getrennte Sitzflächen und man nennt es deswegen z w e i s i t z i g. In den Fig. 1301—1302 ist ein derartiges Ventil dargestellt und wird dasselbe auch als e i n f a c h e s R i n g v e n t i l oder S c h e i b e n v e n t i l bezeichnet. Die Führung für den Ventilring *a* ist dadurch hergestellt, dass derselbe einen cylindrischen Ansatz *b* erhalten hat, welcher sich an oberhalb des Ventilsitzes *d* angebrachten Rippen *c* führt. Fig. 1303 zeigt ein derartiges Ventil, bei welchem ein Gummiring *g* zur Dichtung verwendet wird. Der Ventilsitz wird durch den Körper *b* gebildet, welcher konisch in das Ventilgehäuse eingepasst ist. In dem Ventilsitze ist der Bolzen *e* befestigt, welcher dem Ventil *a* zur Führung dient. Der Hub ist durch die Nabe *n* des Ringes *r* begrenzt, welcher eine Handhabe für das Ventil bildet, mittelst welcher der Sitz von seinem Platze entfernt und wieder auf denselben gebracht werden kann.

Da der Wasseraustritt bei diesen doppelsitzigen Ventilen nach aussen und nach innen erfolgen kann, ist auch nur eine geringere Ventilerhebung nothwendig. Man wählt dieselbe $= \frac{d}{8}$ bis $^3/_{16}\,d$. Der grösste Vortheil mehrsitziger Ventile ist in diesem Umstande zu suchen.

Wenn man die Dichtungsränder eines und desselben Ringes in verschiedenen Ebenen anordnet, oder wenn man dieselben eben oder als Kegelflächen ausführt, so kann man eine grosse Zahl von Ventilformen bilden, welche, die Beibehaltung gleich günstiger Querschnittsverhältnisse vorausgesetzt, im allgemeinen eine gleiche Wirkungsweise haben.

In den Fig. 1304—1305, welche das Ventilgehäuse einer städtischen Wasserhaltungsmaschine darstellen, ist die Construction eines derartigen zweisitzigen Ventiles, bei welchem die Sitzflächen von verschiedenem Durchmesser sich übereinander befinden, gegeben.

Unter der Einmündung des rechteckigen Canales A in das Ventilgehäuse ist das Saugventil und über derselben das Druckventil angeordnet. Die Druckventile sind so gross, dass nach deren Entfernung die Saugventile mit ihren Sitzen durch die Oeffnungen an ihre Plätze gebracht werden können. Die Ventilsitze s und s_1 sind konisch in das Gehäuse eingepasst und werden in dasselbe mit Kitt eingesetzt, zu dessen Aufnahme sich an dem äusseren Ringe der Ventilsitze eine um dieselben laufende Nuth befindet. Dieser Ring, welcher den äusseren Dichtungsring trägt, ist durch 6 Rippen mit einer Hülse verbunden, an welcher ein Teller befindlich ist, der den inneren Dichtungsring für das Ventil trägt. Die Dichtungsringe bestehen in diesem Falle aus hartem Holze und sind in entsprechende Nuthen des Ventilsitzes eingelassen. Oft findet man statt des Holzes auch ähnlich eingebaute Ringe aus Metall, Weissguss, Gummi oder Leder verwendet. Die Ventilringe a und a_1 selbst führen sich an den Rippen des Ventilsitzes und auf der in der Mitte befindlichen Hülse; ihr Hub ist durch einen Bund b begrenzt, welcher auf dem Bolzen zum Herausnehmen des Ventilsitzes angebracht ist. Damit das Ventil bei seinen Bewegungen nicht immer dieselbe Stelle des Ventilsitzes trifft, sind die Rippen r etwas schräg gestellt, wodurch beim Aufgang des Ventiles durch die Wasserströmung eine kleine Drehung des Ventiles hervorgebracht wird.

Ein zweisitziges Ventil mit konischen Dichtungsflächen wird durch die Fig. 1306—1307 dargestellt. Die Führung des Ventiles geschieht an den Rippen r, welche durch den Ventilsitz gebildet werden, wobei der Bügel b die Hubbegrenzung bewirkt.

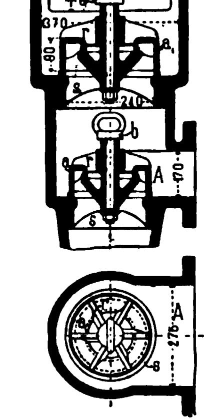


Fig. 1306—1307. Fig. 1304—1305.

Ordnet man in der Art, wie das in den Fig. 1301—1302 dargestellte Ringventil andeutet, mehrere solcher Ringventile centrisch an und verbindet alle Ventilsitze einerseits und alle Ventilringe anderseits zu einem einzigen starren Körper, so hat man wieder ein Ventil mit beliebig vielen Dichtungsrändern und nennt solches dann **mehrsitzig**.

In den Fig. 1308—1310 sind mehrere von **Fink** angegebene Constructionen derartiger Ventile gezeichnet. Fig. 1308 stellt ein Ventil dar, bei welchem zwei Ventilringe concentrisch in derselben Ebene gelagert sind, das Wasser also an 4 Stellen mit ringförmigem Querschnitt zum Durchfluss gelangen kann. Ein gleichartiges Ventil mit konischen Sitzflächen zeigt Fig. 1309; bei diesem sind die Ventilringe in verschiedenen Ebenen übereinander angeordnet. Fig. 1310 stellt ein vierfaches Ringventil mit konischen Sitzflächen dar, welches als Normalform für alle Ringventile grösserer Pumpen gelten kann und das sich auch in den Ausführungen namhafter Maschinenfabriken bereits vielfach bewährt hat.

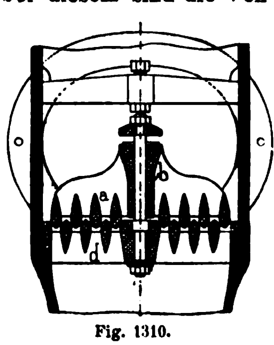


Fig. 1310.

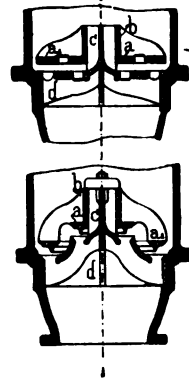


Fig. 1308—1309.

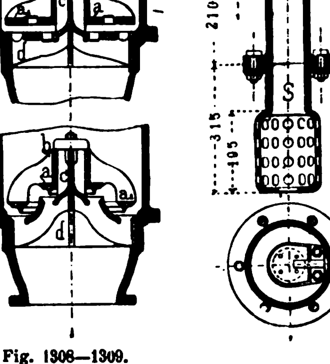
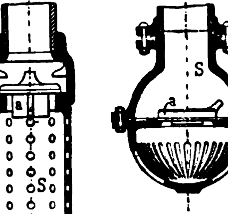
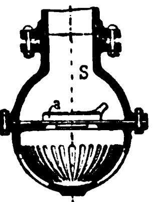


Fig. 1311—1314.

Fussventile werden am unteren Ende des Saugrohres im Brunnen (200 mm von der Sohle desselben) angebracht, sofern man die Wassersäule im Saugrohre erhalten will und keine Einwirkung des Frostes zu fürchten hat. Die Fig. 1311—1314 zeigen zwei Anordnungen von Fussventilen. Dieselben werden meist als Leder- oder Gummiklappenventile ausgeführt und mit dem Saugkorbe in Verbindung gebracht. Das Gummiklappenventil Fig. 1313—1314 zeigt gegen die früher besprochenen derartigen Ventile die umgekehrte Anordnung, indem hier der Gummiring a mit seinem inneren Rande den Abschluss bewirkt. Der Sitz b besteht mit dem Saugkorbe S aus einem Stück und kann zugleich mit den Flanschen des letzteren abgedreht werden. Fig. 1315 stellt ein Fussventil mit Tellerventil dar, welches an ein schmiedeeisernes Saugrohr anzuschrauben ist. Fig. 1316 giebt noch ein derartiges Ventil mit Lederklappe, im Anschluss an ein starkes Bleirohr gedacht. Fussventile sind für rotirende Pumpen, welche keine eigentlichen Saugventile haben, unentbehrlich.





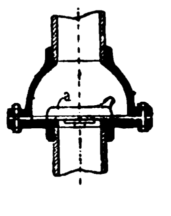


Fig. 1315—1317.

Zwischenventile werden ebenfalls angewendet, um das Zurücklaufen des Wassers im Saugrohre oder Druckrohre zu verhindern, und sind dort von besonderem Werthe, wo der Wasserdruck im senkrecht geführten Steigrohre von der Pumpe abgehalten werden soll. Aus diesem Grunde nennt man diese Ventile auch wohl Entlastungsventile. Dieselben unterscheiden sich in ihrer Anordnung nicht von den anderen Ventilen. Sie werden als Lederklappen- oder als Tellerventile hergestellt und es giebt Fig. 1317 die Anordnung eines solchen Ventiles der ersteren Art.

4. Kolben.

a. Die Ventilkolben.

Die Ventilkolben haben die mannigfachsten Formen erhalten und es sind in den jedesmaligen Fällen die Ventile der Kolben analog denjenigen der Pumpe selbst construirt, sodass, neben den bestehenden Grundformen der Kolben, dieselben dann nur in der Anwendung der Ventile variiren.

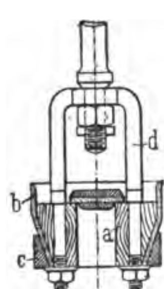


Fig. 1318.

In der Fig. 1318 ist der Kolben einer kupfernen Hubpumpe dargestellt. Derselbe besteht aus dem konischen Holze a, welches für den Wasserdurchgang durchstochen ist und um das der Lederstulp b gelegt ist. Ein Eisenring c, durch Holzschrauben mit a verbunden, hält den Stulp und verhindert ein Aufreissen von a. Die Gabel d, mittelst deren der Kolbenkörper mit dem Gestänge verbunden ist, ist ohne Scharnier derart an letzterem angebracht, dass eine Bewegung des Gestänges innerhalb kleiner Grenzen erfolgen kann, ohne dass der Kolben diese Bewegung theilt.

Sind die Kolben grösser, so werden die Kolbenkörper aus Metall oder Gusseisen gefertigt und erhalten 2 Lederklappen. Zwei sehr gebräuchliche Formen derartiger Kolben sind in den Fig. 1319—1321 dargestellt. Die Dichtung geschieht bei dem Kolben Fig. 1319 durch Hanf, bei dem in den Fig. 1320—1321 gegebenen durch Lederstulpe. Es ist bei dem letzteren der Kolbenkörper nach unten etwas verjüngt hergestellt und die in ihm befindliche Oeffnung durch einen Steg in 2 Theile getheilt. Die Liderung besteht aus zwei gepressten Lederkonen, welche durch entsprechend geformte Ringe und einen Bügel befestigt und gehalten werden.

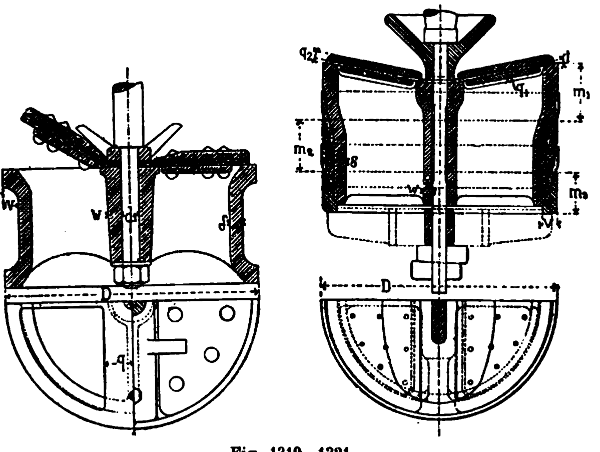


Fig. 1319—1321.

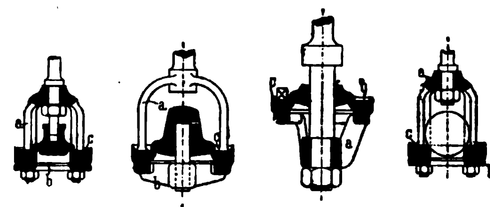


Fig. 1322—1325.

Die Fig. 1322—1324 zeigen drei Constructionen von Tellerventilkolben, wie sie vielfach für gewöhnliche Brunnenpumpen im Gebrauch sind. Dieselben bestehen im wesentlichen aus zwei Eisentheilen a und b, welche zwischen sich den Lederstulp c aufnehmen und von denen der eine als Bügel zur Aufnahme der Kolbenstange hergestellt ist. Fig. 1325 zeigt einen Kugelventilkolben, dessen Construction nach dem über Kugelventile Gesagten ohne weiteres verständlich sein wird. Aus den Fig. 1287—1289, in welchen die Gummiklappenventile einer Warmwasserpumpe zur Darstellung kamen, ist auch die Construction eines Kolbens mit Gummiklappenventil zu ersehen.

Wir bringen in den Fig. 1326—1327 einen ähnlichen Kolben zur Darstellung, bei welchem die Dichtung am Umfange des Kolbens durch zusammengepresste Leinwand- oder Lederstreifen erfolgt. Für die Dimensionirung des durchbrochenen Tellers gelten dieselben Angaben wie bei den Ventilen. Als allgemein giltige Verhältnisse nehme man $h = 5 + 5\sqrt{D}$; $w = 0{,}24\,h$; $\delta = 0{,}12\,h$; $v = 0{,}18\,h$; $i = 0{,}11\,h$; $g = 2{,}1\,h$; $x = 0{,}4\,h$; $z = 0{,}25\,h$.

In den Fig. 1285—1286 wurde ebenfalls bereits ein Kolben mit zwei Gummiringklappen dargestellt und verweisen wir auf das gelegentlich der Besprechung dieser Figur gesagte. Die Dichtung dieser Kolben mit dem Cylindermantel wird gewöhnlich mittelst Hanfzöpfe und Talg gebildet.

In manchen Fällen ist eine Pumpe von unten leicht, von oben schwer zugänglich. Für einen solchen Fall ist der Kolben, welchen die Fig. 1328—1329 im Durchschnitt und Grundriss zeigen, einge-

richtet; es wird bei diesem ein Anziehen der Packung (Hanf und Talg) von unten herbeigeführt. Die Befestigung des Kolbenkörpers *a* an der Kolbenstange *b* geschieht mittelst des Kopfes *c* und des Keiles *d*; 4 Rippen *r* verbinden den äusseren Kolbenring mit der Nabe und es werden die Räume. welche zwischen diesen Rippen bleiben, durch Gitterwerke *e* ausgefüllt. Die Kautschukscheibe *g* ist konisch hergestellt, um ein leichteres Aufheben der Klappe zu erzielen und die Oeffnung für den Durchgang des Wassers schneller herbeizuführen. Mittelst des Ringes *h* und der Schrauben *s* wird die Packung festgezogen. Der Anschlag *k* für die Begrenzung des Hubes der Klappe ist gleichzeitig mit dem Kolbenkörper auf der Stange *b* befestigt.

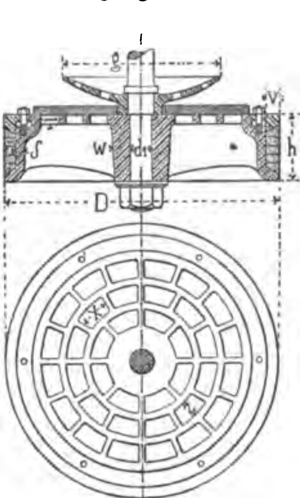


Fig. 1326—1327.

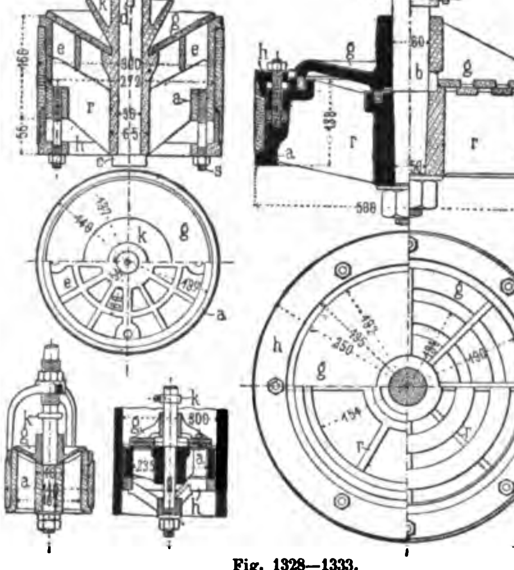


Fig. 1328—1333.

In den Fig. 1330 bis 1333 sind noch eine Anzahl von Ventilkolbenconstructionen gegeben, welche mit Metallventilen (Ringventilen) ausgerüstet sind. Von den Ventilen selbst gilt hierbei das schon in dem vorigen Abschnitt Gesagte und es zeigt deren Verbindung mit den Kolben keinerlei besondere Abweichungen von den vorher erwähnten Anordnungen.

b. Massive Kolben.

Die massiven Kolben finden ihre Verwendung für die Druckpumpen. Dieselben werden mit Leder-, Hanf- oder Metalliderung oder ohne eine solche (Plungerkolben) hergestellt. Eine der gewöhnlichsten Constructionen massiver Scheibenkolben mit Lederliderung ist in Fig. 1334 dargestellt. Das als Liderung dienende Leder ist in Form von Manschetten *a*, *b* gepresst und über zwei Eisenscheiben derart gelegt, dass der Rand der einen Manschette nach oben, der der anderen nach unten gerichtet ist. Zwischen beide wird meist noch eine dritte Eisenscheibe *c* gelegt.

Eine zweite Construction für einen Kolben mit Lederliderung zeigt Fig. 1335. *a* ist der Kolbenkörper, an dessen Form das Leder *b* sich anschmiegt, welches letztere durch den aus zwei Theilen bestehenden Ring *c* gehalten wird. Diese Kolben werden genau in den Pumpencylinder eingepasst, dichten aber erst, wenn gegen die Kanten der Ledertheile der Wasserdruck wirkt und diese gegen den Cylinder presst.

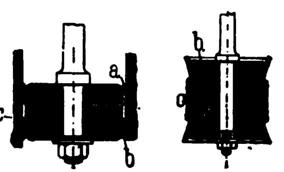


Fig. 1334—1335.

Die allgemeine Anordnung eines Kolbens mit Hanfliderung ist in der Fig. 1336 gegeben. Der Kolbenkörper *a* wird mit Mutter oder Keil auf der Kolbenstange befestigt. Derselbe ist äusserlich derart geformt, dass um ihn Hanfzöpfe *c* gewickelt werden können, welche durch den Deckel *b*, der mit einer Anzahl Schrauben befestigt wird, gehalten sind. Durch Anziehen des Deckels werden die mit Talg getränkten Hanfzöpfe gegen die innere Wand des Cylinders gepresst und dadurch die Dichtung herbeigeführt. Bei kleineren Kolben, bei welchen nicht genügender Raum für die Schrauben zum Befestigen des Deckels vorhanden ist, findet man die in Fig. 1337 angegebene Construction öfters ausgeführt; es wird hier der Kolbenkörper *a* mit Hilfe der Mutter *c* auf der Kolbenstange befestigt. Der Deckel *b* wird durch die auf der Kolbenstange sich befindende Mutter *d* gehalten und kann mittelst derselben erforderlichenfalls angezogen werden.

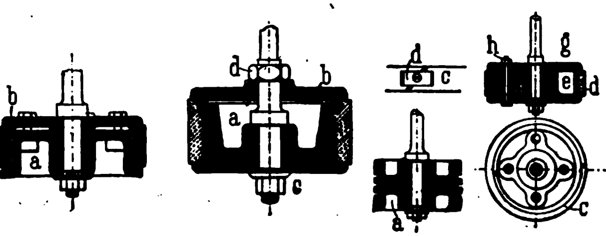


Fig. 1336—1341.

Unter den Kolben mit Metalliderung ist der einfachste der in der Fig. 1338 dargestellte. Der Kolbenkörper *a* ist hier genau in den Cylinder eingedreht und dann eingeschliffen, sodass eine weitere

Dichtung überflüssig ist. In der Mitte sind um den Kolbenkörper mehrere Nuthen gedreht, deren Bestimmung es ist, Fett aufzunehmen, und welche bei rasch arbeitenden Pumpen wesentlich zur Dichthaltung des Kolbens beitragen. Besonders eignen sich derartige Kolben für Pumpen mit periodischem Betrieb, weil sie ohne irgend eine besondere Arbeit in Thätigkeit gebracht werden können; Kolben mit Lederliderung vermögen nach längerem Stillstande erst dann wieder zu arbeiten, wenn das trocken gewordene Leder durch das Wasser erweicht ist. Bedingung ist jedoch für Anwendung dieser Kolben sowie überhaupt aller Kolben mit Metalliderung, dass das zu hebende Wasser rein, besonders sand- und schlammfrei ist.

Die wichtigsten unter den Kolben mit Metalldichtung sind diejenigen mit federnder Liderung. In den Fig. 1339—1341 ist ein derartiger Kolben einfacher Construction veranschaulicht. Der Kolbenkörper *a* ist auf der Kolbenstange mittelst einer Mutter befestigt. Die Liderung besteht aus einem federnden Rothgussringe *c*. Für Kalt- wie für Heisswasserpumpen stellt man solche Ringe (überhaupt jede Metalliderung) aus Rothguss her, und zwar hauptsächlich, weil dieser mit den benachbarten Eisentheilen nicht zusammenrostet. Dieser Ring *c* ist an einer Seite stärker als an der anderen und an letzterer schräg aufgeschnitten (Fig. 1339). Um an dieser Stelle den Wasserdurchgang zu verhindern, ist ein Metallstück *d* in den Ring eingelassen und eingeschliffen. Hinter *c* liegt ein zweiter gleichgeformter stählerner Ring *e*. Beide Ringe haben somit das Bestreben, sich auszudehnen, sodass *c* überall gleichmässig an die Cylinderwand angepresst wird. Der Deckel *g* hält die Ringe *c* und *e* in ihrer Lage fest und wird durch 4 Schrauben *h* gehalten.

Die Kolben mit Metalliderung bieten bei Pumpen mit regelmässigem Betriebe keinerlei besondere Vortheile, nutzen sich verhältnissmässig rasch ab und erfordern in letzterem Falle kostspieligere Reparaturen, weshalb diese Kolben im allgemeinen keine hervorragende Verwendung finden.

In dem Vorstehenden haben wir nur die Grundformen der massiven Kolben behandelt. Mit Beibehaltung dieser finden sich dieselben in der Praxis in den mannigfaltigsten Anordnungen ausgeführt und werden in dem folgenden Capitel über ausgeführte Pumpenanlagen mehrere Constructionen dieser Art in ihrer Anwendung zur Anschauung gebracht werden.

Massive Kolben ohne Liderung, sogenannte Plungerkolben sind im wesentlichen aussen abgedrehte, massive oder hohle, im letzteren Falle mindestens an einem Ende verschlossene Cylinder aus Gusseisen, Gusstahl, Schmiedeeisen oder Rothguss. Rothgussplunger kommen ihrer Kostspieligkeit halber nur dann in Gebrauch, wenn die zu fördernde Flüssigkeit andere Materialien angreifen würde. Schmiedeeiserne Kolben (stets massiv und von kleinem Durchmesser) werden heute nur noch selten angewendet, weil das Material seiner nicht gleichartigen Structur wegen sich ungleich stark abnutzt. In neuerer Zeit verwendet man für massive Plunger meist den im höchsten Grade homogenen und sehr viel härteren Bessemerstahl. Hohle Plunger fertigt man meist aus Gusseisen. Kleinere derartige Kolben werden gewöhnlich dadurch mit der Kolbenstange verbunden, dass dieselbe durch den rohrförmigen Kolben hindurchreicht, in den Boden desselben konisch eingesetzt und eingeschliffen und dann durch eine Mutter festgezogen wird. Bei dem in Fig. 1342 dargestellten Plungerkolben fehlt die durchgehende Stange. Der Kolben *a* ist oben mittelst eines Keiles mit den bewegenden Theilen verbunden und unten durch einen Deckel *a* verschlossen, welcher entweder angeschraubt oder aber nur eingekittet wird. Die Fig. 1343—1344 zeigen die erstere Art der Befestigung. Der Deckel *d* wird zunächst eingeschliffen oder mit Gummi abgedichtet, worauf er mittelst der schmiedeeisernen Brücke *b* und zweier Schrauben festgezogen wird. Im zweiten Falle wird der Deckel konisch in den Kolben eingesetzt und mit Rostkitt *r* gedichtet, Fig. 1345—4346. Rathsam ist es jedoch auch hier, eine grössere Sicherheit durch Anzug des Deckels mittelst Brücke *b* und 2 Schrauben herzustellen, da bei nicht sorgfältiger Zubereitung des Rostkittes oft ein Ausbröckeln desselben eintritt.

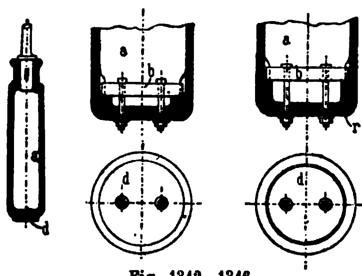


Fig. 1342—1346.

5. Beschreibung ausgeführter Pumpen.

Die einfachsten und billigsten und darum noch vielfach benutzten Pumpen mit Ventilkolben sind diejenigen, welche aus Holz gefertigt werden. In den Fig. 1347—1349 ist eine solche als Ausführung einer hölzernen Brunnenpumpe gezeichnet. Dieselbe besteht aus einem durchbohrten Pfosten *a*, welcher zur Aufnahme eines Metallcylinders *b* hergerichtet ist, der das Kolbenrohr vor zu rascher Abnutzung schützt. Das Rohr resp. der Pumpencylinder *a* steht auf dem Saugrohre *B*, welches in seinem oberen Theile das Saugventil *e* trägt; *d* ist das Kolbenventil. Das Rohr *B* ist unten durch einen Pflock verschlossen und es ist dieser so lang zu belassen, dass er auf den Boden des Brunnens zu stehen kommt. In Fig. 1349 ist eine zweite Anordnung des Saugventiles und der Rohrverbindung angegeben. Die Lederklappe, welche als Ventil benutzt wird, ist nicht, wie bei Fig. 1347, auf das Ende der Saugröhre *B* genagelt, sondern auf einem besonderen hölzernen Ventilsitz befestigt. Es ist dies insofern vortheilhafter, als

durch das öftere Abnehmen und Wiederbefestigen der Saugklappe das Saugrohr B mit der Zeit so zernagelt wird, dass eine gründliche Reparatur nur durch Verkürzung des Rohres selbst erfolgen kann, während bei der in Fig. 1349 gegebenen Anordnung nur der hölzerne Ventilsitz auszuwechseln ist. Die Verbindung der Rohre geschieht mittelst 4 bis 6 Schrauben, welche durch in das Saugrohr eingeschlagene Augen gehalten werden und deren Muttern in das Kolbenrohr eingelassen sind. Die Rohre selbst treten ineinander, stossen sonst stumpf zusammen und werden mittelst Hanf oder Leinen mit Talg durch Anziehen der Schrauben sehr solid und dicht miteinander verbunden.

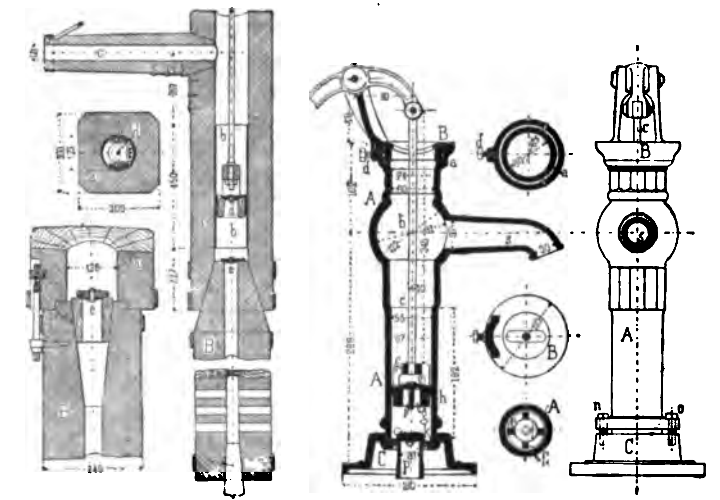


Fig. 1347—1349. Fig. 1350—1354.

Die Fig. 1350 — 1354 zeigen eine kleine gusseïserne Brunnenpumpe, welche sich durch grosse Einfachheit und Billigkeit auszeichnet. Durch die kugelförmige Erweiterung des Kolbenrohres bei b ist vermieden, dass das Rohr über der Ausgussöffnung eine grosse Länge erhält. Für das bequeme Ausbohren des Pumpencylinders A erweitert sich derselbe etwas oberhalb der höchsten Kolbenstellung. B ist der Deckel, in dessen Schlitz sich die Kolbenstange c bewegt und welcher mittelst Nuth a und Stellschraube d auf A befestigt wird. Durch zwei Lappen n und o und entsprechende Bolzen wird A mit der Fussplatte C verbunden. Der Kolben besteht aus 2 Ringen e und f, welche durch 4 Stege verbunden sind. Der untere Ring ist im Inneren mit Gewinde versehen und dient dem ringförmigen Theile g als Mutter. Zwischen beiden ist die Ledermanschette eingeklemmt, welche dem Kolben als Liderung dient. Auf g ist das Ventil i geschliffen, das nach unten einen als Gewicht wirkenden Stiel hat, welch letzterer das präcise und verticale Niederfallen des Ventiles sichert. Das Saugventil wird durch die Lederklappe k gebildet, welche gleichzeitig als Dichtung des Kolbenrohres A dient. Die Messingbüchse p dient für den Anschluss an das Saugrohr.

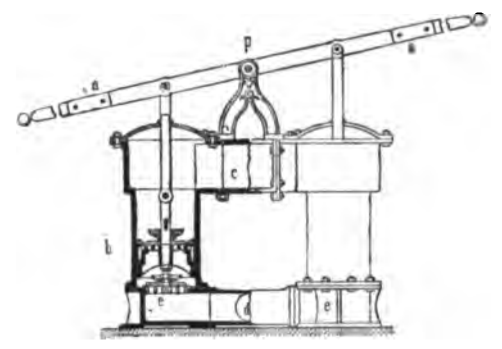


Fig. 1355.

Eine sehr verbreitete Anwendung finden die sogenannten Canal- oder Baupumpen zum Auspumpen von Baugruben und für andere Entwässerungszwecke. Dieselben werden aus zwei gleichzeitig arbeitenden Saugpumpen gebildet. Fig. 1355 zeigt die Anordnung einer solchen nach der Ausführung von H. Th. Klose & Co. in Görlitz. Die wechselnde Bewegung der Ventilkolben b wird durch einen doppelarmigen Hebel a, welcher um den festen Drehpunkt p schwingt und für den Angriff von zwei bis vier Arbeitern eingerichtet ist, bewirkt. Da der eine Kolben sich hebt, wenn der zweite sich senkt, erfolgt bei c ein ziemlich continuirlicher Wasserausfluss. d ist das Saugrohr, $e\,e$ sind die beiden Saugventile. Vorstehende Pumpe wird in folgenden zwei Grössen gebaut

Cylinderdurchmesser in mm	Hub in mm	Anzahl der Hübe pro Min.	Gefördertes Wasserquantum pro Min.
105	314	40	0,172 cbm
260	235	40	0,800 cbm

Zum Heben des Wassers aus tieferen Schachten, Brunnen u. s. w. findet man oft die Pumpen in directer Verbindung mit Saug- und Heberohr in der Art, wie es die Fig. 1356—1357 darstellen. In beiden Fällen sind $a\,a$ die Saugrohre und $b\,b$ die Heberohre. In Fig. 1356 ist C der gusseiserne Pumpencylinder, k der Ventilkolben mit Lederliderung und s das Saugventil, beide mit Lederklappe. Die Anwendung eines bronzenen Pumpencylinders C_1 zeigt Fig. 1357; der ebenfalls mit Leder geliderte Ventilkolben ist mit einem Tellerventil versehen und es ist das Saugventil s_1 ebenfalls als ein solches ausgeführt. Das Gestänge g ist mit dem Kolben durch ein Auge verbunden, sodass die geringe Seitenbewegung des ersteren den Kolben nicht beeinflusst.

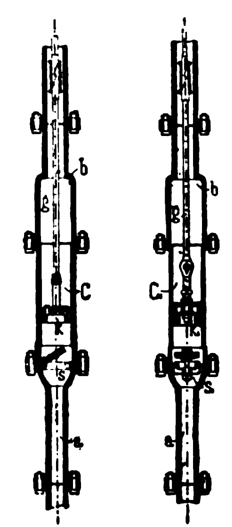


Fig. 1356—1357.

Die Anordnung einer **Warmwasserpumpe**, bei welcher die Lederliderung und die Lederklappen nicht angewendet werden können und deshalb durch Hanfliderung und Gummiklappenventile ersetzt werden müssen, ist schon in den Fig. 1287—1289 gegeben. Für dicke Flüssigkeiten, wie Maische, Pülpe, Melasse u. s. w., wo die zu hebende Masse mehr oder weniger zähe oder steif ist, sodass sie sich leicht auf die Ventilsitze festsetzt und dann den Abschluss der Ventile verhindert, ist ganz besonders darauf zu sehen, dass Ventile zur Anwendung kommen, welche einen sicheren Abschluss gewährleisten.

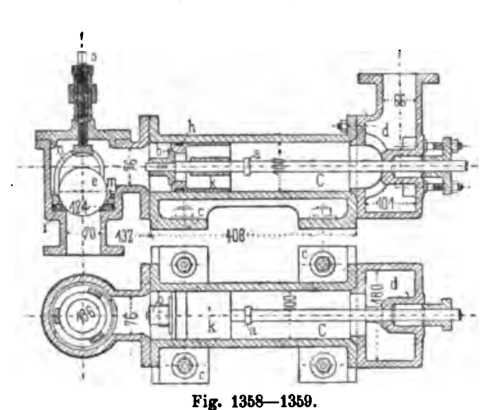


Fig. 1358—1359.

Die Fig. 1358—1359 bringen eine **Maischpumpe** zur Darstellung, mit welcher diesbezüglich recht gute Resultate erzielt worden sind. Der Beschaffenheit der Flüssigkeit angemessen ist die Pumpe von Messing hergestellt; der Pumpencylinder C liegt horizontal und ist mittelst der Füsse c auf einem Fundamente u. s. w. zu befestigen. k ist der Ventilkolben, welcher auf der Kolbenstange nicht befestigt ist, sondern sich in der Längenrichtung bis zu dem Anschlage a zu bewegen vermag. Es findet hier also gerade das Entgegengesetzte wie bei allen früheren Kolbeneinrichtungen statt, indem der eigentliche Ventilkörper b mit der Kolbenstange in feste Verbindung gebracht ist. Bewegt sich letztere von rechts nach links, so öffnet sich zunächst das Ventil und dann erst nimmt der Anschlag a den Kolben mit sich; die vorher angesaugte Flüssigkeit strömt somit vor den Kolben und wird beim Rückgange der Kolbenstange, wobei sich zunächst das Ventil wieder schliesst, durch d weitergefördert, wobei gleichzeitig ein Ansaugen der Flüssigkeit durch das Saugventil e, das hier als Kugelventil construirt ist, stattfindet. Die Bewegung des Kolbens ist so klein als möglich anzuordnen, weil durch eine zu grosse Bewegung desselben Verluste am Effect der Pumpe entstehen.

Der Kolbenkörper wird in den Cylinder C eingeschliffen und erhält noch eine Nuth h, in welche eine Hanfschnur einzulegen ist. Der Sitz für die Metallkugel des Saugventiles ist durch die Gummischeibe i gebildet, welche mittelst des Ringes m, der mit dem Bügel n aus einem Stücke besteht, und der Druckschraube o befestigt wird. Vielfach wendet man hier auch statt der Metallkugel Kugeln aus Gummi an, welche mit Blei oder einer Gusseisenkugel ausgefüllt sind, und lässt dieselben auf einen Metallsitz schlagen. In der Unterhaltung ist jedoch die gezeichnete Einrichtung billiger als die mit Gummikugeln.

b. Pumpen mit massivem Kolben.

Im Anschluss an die beschriebene Maischpumpe mit Ventilkolben ist in der Fig. 1360 eine derartige Pumpe von **Th. Klose & Co.** in Görlitz mit massivem Kolben k gezeichnet, dessen Liderung aus Hanf besteht. Das Druckventil derselben ist ebenso wie das Saugventil durch eine Gummikugel b mit Metalleinlage und Metallsitz gebildet und es sind die Ventilgehäuse A und B derartig geformt, dass die Kugeln nach dem Aufgang stets sicher auf ihren Sitz zurückfallen müssen. s ist das Saugrohr, c das Steigrohr für die Flüssigkeit, welche erforderlichenfalls auch durch den Hahn d entnommen werden kann.

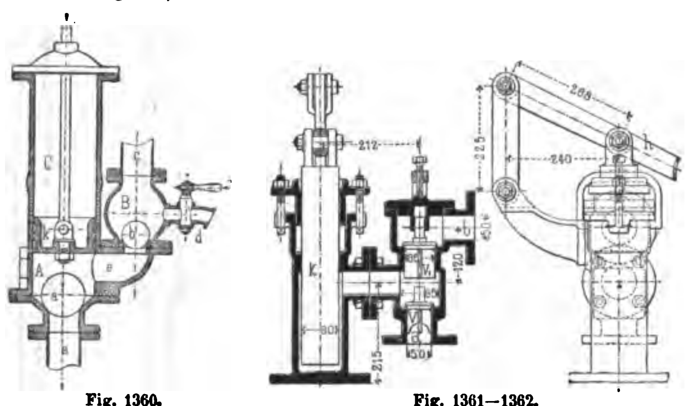


Fig. 1360. Fig. 1361—1362.

Unter den einfachwirkenden Druckpumpen finden sich am meisten solche mit Plungerkolben in Verwendung, weil dieselben nur einer Stopfbüchse bedürfen, ohne dass noch eine zweite Liderung des Kolbens nothwendig wäre, die Dichtung des Kolbens also von aussen nachgezogen werden kann.

Die Fig. 1361—1362 zeigen die Ausführung einer Handpumpe mit Plungerkolben, wie solche vielfach zur Kesselspeisung benutzt werden. k ist der durch den Handhebel h bewegte Plunger; das Verbindungsrohr zwischen Pumpencylinder und Ventilgehäuse ist am höchsten Punkte des ersteren angeordnet, damit dort der sich eventuell ansammelnden Luft ein Ausweg geboten ist. Der Raum zwischen dem Kolben und Cylinder muss, wenn die Ventile nicht am unteren Ende des Cylinders angebracht sind, einen Querschnitt erhalten, welcher wenigstens gleich dem der Saugrohre ist. Bezeichne also d den Kolbendurchmesser, d_1 den Durchmesser des Saugrohres und D den Cylinderdurchmesser, so muss sein $D^2 \geqq d^2 + d_1^2$. Das Druckventil v_1 ist so gross, dass das darunterliegende Saugventil v aus

der Pumpe herausgenommen werden kann. Den Hub des letzteren begrenzt das Druckventil, welches seine Führung und Hubbegrenzung in dem Deckel des Ventilgehäuses findet.

Die Cylinder der Plungerpumpen können in jeder beliebigen Lage angeordnet werden, ohne dass dadurch der Effect der Pumpe leidet oder sonstige Uebelstände herbeigeführt werden. In den Fig. 1363 bis 1365, welche zwei von der Dampfmaschine aus mittelst Excenter zu betreibende Speisepumpen darstellen, sind noch eine horizontale und eine schräge Anordnung des Pumpencylinders gezeichnet. v bezeichnet in beiden Fällen das Saugventil, v_1 das Druckventil. Die in der Fig. 1365 gegebene Pumpe besitzt einen hohlen gusseisernen Plungerkolben k, an dessen unterem Ende die Excenterstange s direct angreift, indem derselben durch ein Auge die nöthige Beweglichkeit gesichert ist. Ein kleiner Druckwindkessel w befördert den gleichmässigen Wasserausfluss.

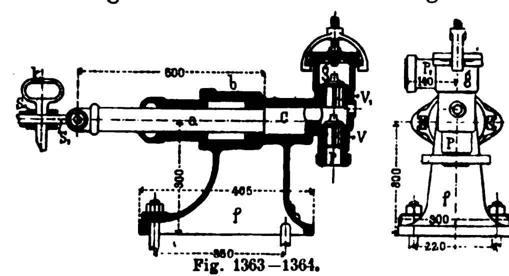


Fig. 1363—1364.

Bei der in Fig. 1366 dargestellten einfachwirkenden Plungerpumpe ist das Saugventil s auf der anderen Seite des Kolbens angeordnet, sodass dasselbe in leichtester Weise herauszunehmen ist, ohne dass es sich nothwendig macht, vorher das Druckventil, welches hier mit s_1 bezeichnet ist, zu entfernen. Die Hubbegrenzung der Ventile geschieht durch einen cylindrischen Ansatz in den Deckeln der Ventilgehäuse d und d_1, um den sich gleichzeitig eine Schraubenfeder führt, welche anderseits auf den Ventilen aufliegt und einen stets präcisen Schluss der Ventile sichert.

Die in der Fig. 1367 gezeichnete Pumpe zeigt eine gleichartige Ventilanordnung, arbeitet mit einem geliderten Kolben und dicker Kolbenstange und ist deshalb als einfachsaugende und doppeltdrückende Pumpe zu bezeichnen. Beim Niedergang des Kolbens k wird das vorher in den Pumpencylinder gesaugte Wasser durch s_1 fortgedrückt; ein Theil dieser Wassermenge wird aber in den zwischen der dicken Kolbenstange k_1 und dem Cylinder gebildeten Raum übertreten, sodass beim nächstfolgenden Aufgang des Kolbens, wo nur das Saugventil in Function ist, letzteres Wasserquantum in das Druckrohr gepresst wird. Auf diese Weise wird ein sehr gleichmässiger Wasserausfluss erzeugt, welcher noch dadurch gefördert wird, dass die Kolbenstange k_1 hohl ist und als Windkessel functionirt. Dieser Windkessel hat zwar einen verhältnissmässig kleinen Rauminhalt, sitzt aber dafür an der vortheilhaftesten Stelle und wird durch ein kleines Luftzuführungsventil in sicherer Weise mit Luft versorgt. Vorstehende in den Fig. 1366 bis 1367 gegebene Pumpenanordnungen finden sich bei den Dampfpumpen von Brodnitz & Seydel in Berlin. Bezüglich der Ventilanordnung bei diesen Pumpen ist noch hervorzuheben, dass durch dieselbe die Wasserverluste, welche beim Hubwechsel des Kolbens durch zu spätes Schliessen der Ventile entstehen, auf ein Minimum reducirt sind; die Ventile befinden sich nämlich bei ihrer höchsten Erhebung noch soviel unterhalb des das Wasser weiterführenden Rohransatzes, dass beim Hubwechsel der Wasserdruck stets senkrecht in der Achsenrichtung auf den Ventilteller wirkt, wodurch das Ventil sich sofort schliesst und kein Zurücktreten von Wasser gestattet.

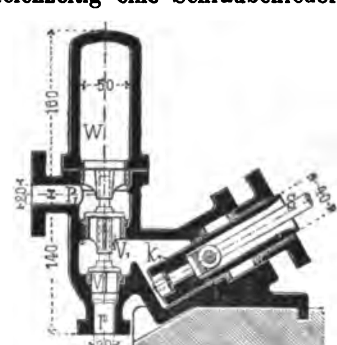


Fig. 1365.

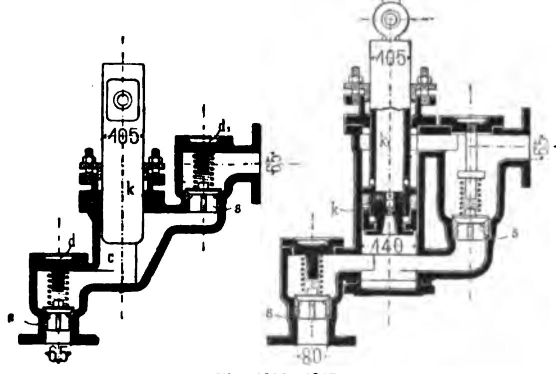


Fig. 1366—1367.

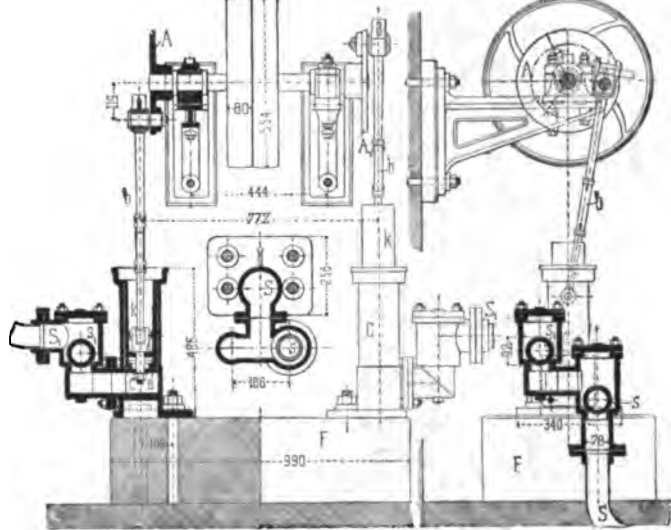
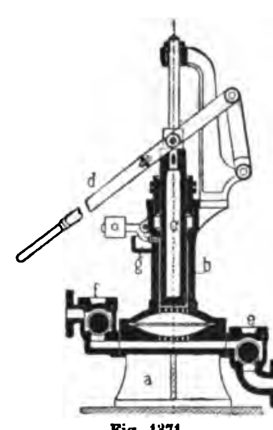
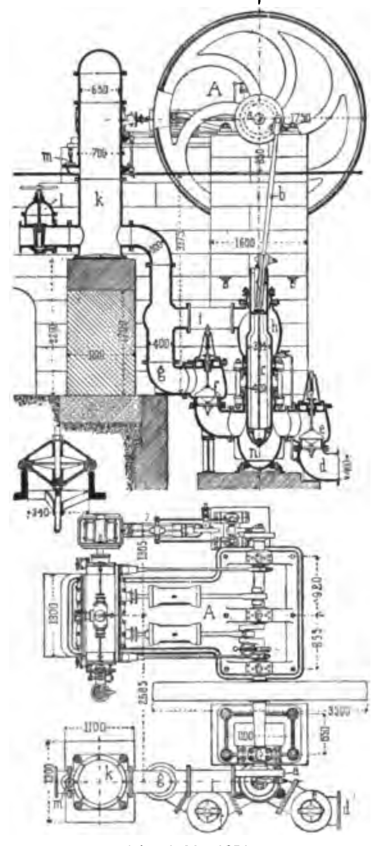


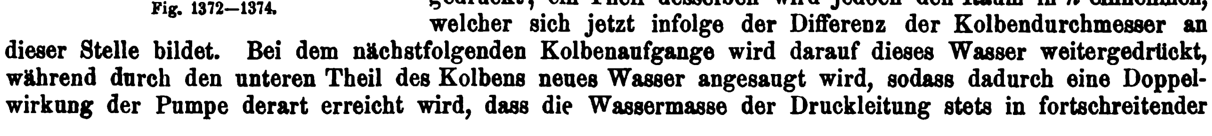
Fig. 1368—1370.

Für das Heben dicker Flüssigkeiten, wie Pülpe, Stärkebrei, Kartoffelbrei u. s. w. werden oft hohle Plungerkolben verwendet, welche in ganz ausgebohrten Cylindern arbeiten und für den Niedergang des Kolbens an dessen unterem Ende noch mit einer Lederliderung versehen sind. Eine derartige Breipumpe in der Ausführung als Doppelpumpe mit Transmissionsantrieb ist in den Fig. 1368—1370 dargestellt. Dieselbe arbeitet mit Gummi-Kugelventilen; eine detaillirtere Zeichnung des Ventilkastens ist in der Fig. 1300 bei Besprechung der Ventile gegeben. S ist das Saugrohr, s das Saugventil, s_1 das Druckventil und S_1 das Druckrohr. Die Pleuelstange b, welche ausrückbar ist und durch die Kurbelscheibe A (letztere ist für ev. Hubveränderung mit drei verschiedenen Kurbelwarzen versehen) bewegt wird, greift an dem Boden des Plungers drehbar an; der Gabelzapfen c dient gleichzeitig zur Befestigung der Platte a, um welche sich eine Ledermanschette legt. Die Kurbelscheiben A und A_1 sind gegeneinander um 180° verstellt, sodass die Doppelpumpe in jeder Stellung den gleichen Kraftbedarf hat. Die beiden Pumpencylinder C sind mit einem gemeinsamen Fundament F solid verankert und können entweder zusammen mit gemeinsamem Saug- und Druckrohre, oder zusammen mit je einer Saug- und Druckleitung und schliesslich auch einzeln arbeiten, in welchem Falle die zweite Pumpe als Reservepumpe zu betrachten ist.


Fig. 1371.

Zum Heben und Drücken von sehr sauren Flüssigkeiten, welche zugleich noch sandige Schlammtheile oder körnige Niederschläge enthalten, sind Pumpen construirt worden, bei welchen die zu hebende Flüssigkeit nicht mit dem Pumpenkolben in Berührung kommt, sondern durch eine elastische Membrane von demselben getrennt bleibt. In der Fig. 1371 ist eine derartige sogenannte Membranpumpe in der Ausführung der Maschinenfabrik von Wegelin & Hübner in Halle a. S. dargestellt. g ist ein kleines, durch einen Gewichtshebel belastetes Ventil. Wird dasselbe gelüftet, der dieses Ventil umschliessende Wasserkasten fortwährend unter Wasser gehalten und der Kolben c langsam von seiner tiefsten in seine höchste Stellung gebracht, so füllt sich der Raum zwischen dem Kolben und der sich in dem unterhalb desselben befindenden Membrane mit Wasser, wobei letztere sich an die obere Wölbung des Membrangehäuses anlegt, welches durch den durchbrochenen Cylinderboden und eine entsprechende Vertiefung in dem Fusse a gebildet wird. Man schliesst hierauf das Ventil g und drückt den Kolben nach unten, wobei das überschüssige Wasser entweicht; die Pumpe ist nunmehr zum Betrieb fertig und es ist ersichtlich, dass durch die jetzt beim Auf- und Niedergange des Kolbens veranlassten Schwingungen der Membrane abwechselnd ein Ansaugen der Flüssigkeit durch das Saugventil e und darauf folgendes Weiterdrücken durch das Druckventil f bewirken muss, ohne dass dieselbe in den Pumpencylinder gelangen kann. Durch das Ventil g kann während des Betriebes ein eventuell eingetretener Wasserverlust mit Leichtigkeit ersetzt werden. Die Membranpumpen bieten für viele Fälle vortheilhafte Verwendung und haben sich besonders zum Betriebe von Filterpressen bewährt, für welchen Zweck sie sowohl für Handbetrieb als auch für Transmissionsbetrieb ausgeführt werden.


Fig. 1372—1374.



Als Beispiel einer grösseren Plungerpumpe neuester Construction ist in den Fig. 1372—1374 ein von M. Dubuc construirtes Pumpwerk für eine städtische Wasserversorgung dargestellt. A ist eine liegende Compound-Dampfmaschine, welche mittelst der Kurbelscheibe a und der Pleuelstange b die Pumpe betreibt. Diese ist eine einfachsaugende und doppeltdrückende Plungerpumpe mit hohlem Kolben c; e ist das Saugventil und f das Druckventil. Der eigentliche Pumpencylinder besteht aus den beiden Theilen h und n, welche durch starke Schrauben zusammengehalten werden und in denen der Plungerkolben sich in Stopfbüchsen bewegt. Nachdem beim Aufgange des Kolbens der Raum n sich mit Wasser gefüllt hat, wird dasselbe beim Niedergang des Kolbens durch das Druckventil f und das Druckrohr g fortgedrückt; ein Theil desselben wird jedoch den Raum in h einnehmen, welcher sich jetzt infolge der Differenz der Kolbendurchmesser an dieser Stelle bildet. Bei dem nächstfolgenden Kolbenaufgange wird darauf dieses Wasser weitergedrückt, während durch den unteren Theil des Kolbens neues Wasser angesaugt wird, sodass dadurch eine Doppelwirkung der Pumpe derart erreicht wird, dass die Wassermasse der Druckleitung stets in fortschreitender

Bewegung erhalten und die Function des Windkessels *k* wirksam unterstützt wird. Dicht hinter dem Windkessel ist ein Wasserschieber *l* für den Abschluss der Druckleitung eingeschaltet. Die Druckhöhe beträgt 32 m, das Förderquantum 50 l pro Secunde. Die eigenartige Construction der Ventile wird durch die Fig. 1373 verdeutlicht. Jedes Ventil besteht aus zwei Theilen, welche sich auf einer Spindel befinden, die oberhalb und unterhalb des Ventilsitzes sicher geführt wird. Zwischen diese beiden kegelförmigen Ventilkörper wird ein Dichtungsring keilförmig eingesetzt; eine in dem ausserhalb des Ventilkastendeckels angebrachten Bügel sich befindende Schraubenfeder bewirkt ein immer sicheres Aufsitzen der Ventile.

Die Ausführung einer doppeltwirkenden Saug- und Druck-Pumpe ist in den Fig. 1375—1376 gezeichnet. Der Cylinder *A* ist mit den Ventilgehäusen sowie mit den Anfängen des Saugrohres *B* und des Druckrohres *C* aus einem Stück gegossen; *b b* sind die Saugventile, *c c* die Druckventile. Der Kolbenkörper *k* ist auf der Kolbenstange durch Bund und Keil gehalten und mit Hanf gelidert. Die Ventilgehäuse und Ventile, letztere hier als Metallklappen ausgeführt, sind alle gleichartig eingerichtet. Dieselben sind nach oben und unten mit Deckeln verschlossen, welche mittelst Bügel und Stellschrauben gehalten und gedichtet werden; die Bügel legen sich dabei in mit dem Cylinder zusammengegossene Knaggen ein, um beim Anziehen der Schrauben gegen Drehung geschützt zu sein. Bezüglich der Wirkungsweise dieser Pumpe ist das Nöthige schon gelegentlich der Besprechung der Fig. 1273 gesagt worden.

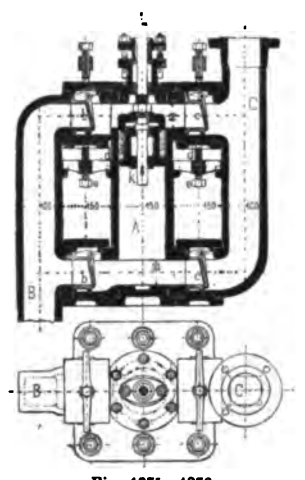


Fig. 1375—1376.

In der Fig. 1377 ist eine doppeltwirkende Pumpe von Th. Klose & Co. in Görlitz dargestellt, welche ihrer Construction nach unter dem Namen Californiapumpe bekannt ist. *a* ist der horizontale Pumpencylinder, in welchem sich der mittelst Ledermanschetten gedichtete Kolben *k* bewegt. Die Druckventile *e e*, gleichwie die Saugventile *c c* als Kugelventile ausgeführt, sind dicht über den letzteren auf einer besonderen Sitzplatte angebracht, sodass man nach Abnahme des Windkessels *h* ohne Schwierigkeit zu den Ventilen gelangen kann; c_1 ist das Saugrohr, *g* das Druckrohr. Die Anordnung der Californiapumpen ist sehr compendiös und einfach, die Pumpen selbst sind darum billig. Vorstehende Construction hat nur den Nachtheil, dass die Entfernung des Druckrohres erforderlich wird, wenn die Ventile nachgesehen werden müssen, wodurch ein nicht unerheblicher Zeitverlust bedingt wird. Dieser Uebelstand ist bei der in Fig. 1379 dargestellten Californiapumpe vermieden und es wird seinerzeit darauf zurückgekommen werden. Die Pumpe Fig. 1377 ist als Handpumpe ausgeführt, indem ein mit Handgriff versehener Hebel *b*, welcher um den festen Punkt b_1 schwingt, mittelst der Gabel *d* an der Kolbenstange angreift. Die Fig. 1378 bringt eine gleichartige Pumpe zur Darstellung, welche für Transmissionsbetrieb eingerichtet ist. Der Antrieb erfolgt mittelst Los- und Festscheibe *r* durch eine gekröpfte Welle und die Pleuelstange *p*; die Geradführung der Kolbenstange geschieht in dem Bock *b*. Die Pumpe selbst, deren einzelne Theile analog der durch Fig. 1377 erläuterten Pumpe bezeichnet sind, ist mit der Antriebswelle auf einem gemeinsamen Rahmen *n* gelagert, welcher durch vier starke Ankerschrauben auf einem soliden Fundamente *f* aufruht. Die beiden letztbeschriebenen Pumpen eignen sich besonders als Fabrikpumpen zum Füllen von Reservoirs u. s. w. Der Durchmesser des Pumpencylinders beträgt 157 mm, gleichwie der Hub, sodass bei 40 Touren pro Minute das geförderte Wasserquantum 0,192 cbm beträgt.

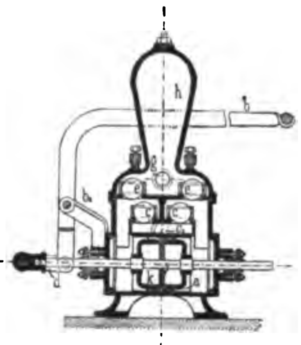


Fig. 1377.

Die Fig. 1379 zeigt eine Californiapumpe mit verticalem Cylinder und Lederklappenventilen. *d* bezeichnet hier das Saugrohr, *b* und *c* sind die Saugventile, c_1 die Druckventile und *e* das Druckrohr; in dem verticalen Cylinder *a* bewegt sich der eingeschliffene Bronzekolben *k*. Es ist ersichtlich, dass bei vorstehender Anordnung des Druckrohres der Windkessel *f* behufs Reinigung der Ventile in einfacher Weise entfernt werden kann, ohne dass man die Druckleitung lösen müsste. Diese Pumpe, sowohl für Hand- als auch Maschinenbetrieb eingerichtet, eignet sich vorzüglich als Schacht- und Tiefbrunnen-Pumpe. Bei einem Durchmesser von 104 mm und einem Hub von 210 mm liefert dieselbe bei 40 Hüben in der Minute 0,116 cbm Wasser.

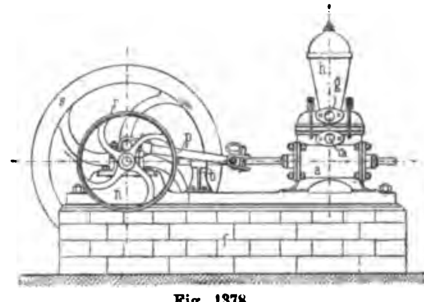


Fig. 1378.

Eine zweite Tiefbrunnenpumpe ähnlicher Construction von E. Blum ist durch die Fig. 1380 bis 1381 zur Anschauung gebracht. Es sind derselben eine Maschine von 1 HP und eine Cylinderbohrung von 105 mm zu Grunde gelegt. Bei der Anlage des Gestänges *g* ist vor allem darauf zu sehen, dass die

Reibungsverluste in Führungen u. s. w. möglichst geringe seien. Dasselbe greift mit einer Gabel um den Führungsbock der Pumpe herum und ist mittelst eines Kreuzkopfes mit der Pumpenkolbenstange verbunden. Das Gestänge selbst ist aus Gasrohr gefertigt und geht am oberen Ende in eine massive runde Führungsstange über; das Gasrohr ist zwischen Rollen geführt, welche auf in den Brunnenkessel eingemauerte Winkeleisen gelagert sind und sich in einem Abstande von 3 bis 5 m wiederholen. Um die obere Führung greift gabelförmig die Pleuelstange h, welche die rotirende Bewegung des oberen Vorgeleges in die geradlinig auf- und abgehende des Gestänges vermittelt. Sämmtliche Theile, auf denen Lager und Führungen befestigt sind, sind aus Eisen, da in dem feuchten Brunnen Holzbalken sich zu leicht werfen, infolge dessen ein Klemmen und Ecken des Gestänges unausbleiblich ist. Aus demselben Grunde ist auch die Pumpe selbst auf zwei I-Trägern f montirt. Am Ende des Saugrohres a ist ein Fussventil mit Saugkorb angebracht und dicht über der Pumpe ein Rückschlagventil, damit bei einem Nachsehen der Pumpe sich das Druckrohr nicht entleert. Letzteres ist mit e bezeichnet, $s\,s$ sind die beiden Saugventile, $s_1\,s_1$ die beiden Druckventile.

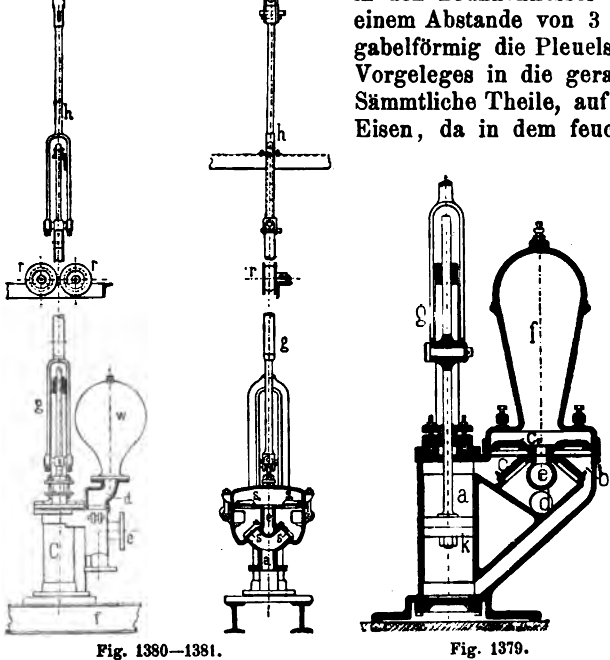


Fig. 1380—1381. Fig. 1379.

Um mit Leichtigkeit zu allen vier Ventilen gelangen zu können, findet man in vielen Fällen die Einrichtung, dass dieselben auf einem sogenannten Ventilkonus angebracht werden, welcher in ein konisches Ventilgehäuse derart eingesetzt wird, dass er in kurzer Zeit behufs Revision der Ventile herauszunehmen und schnell wieder an seinen Platz zu bringen ist. In den Fig. 1382 bis 1383 ist eine solche **doppeltwirkende Pumpe mit Ventilkonus** im Durchschnitt und Querschnitt gezeichnet. Das Gehäuse für den Ventilkonus v, in den Figuren mit A bezeichnet, sowie die Canäle a und b bestehen mit dem Pumpencylinder C aus einem Stück. $c\,c$ sind die Saugventile, $d\,d$ die Druckventile und es bilden deren Sitze nebst den zwei seitlichen Abschlussflächen den Körper des Ventilkonus v. Derselbe ist so in das Gehäuse A eingesetzt, dass eine Oeffnung in dem Boden e vor die in der Rückwand des Gehäuses befindliche Einmündung des Saugrohres f zu liegen kommt und letzteres demnach mit der Kammer g des Konus communicirt. Die Klappe h dient dazu, ein Ablaufen des Wassers aus den Druckröhren zu hindern, wenn v herausgenommen ist. Die Befestigung von v geschieht in einfacher Weise durch den Bügel i, welcher auf dem Bolzen k, Fig. 1384, drehbar angeordnet ist. Der Bügel presst den Konus in das Gehäuse, wenn derselbe über den zweiten Bolzen l gelangt und die Mutter m angezogen wird.

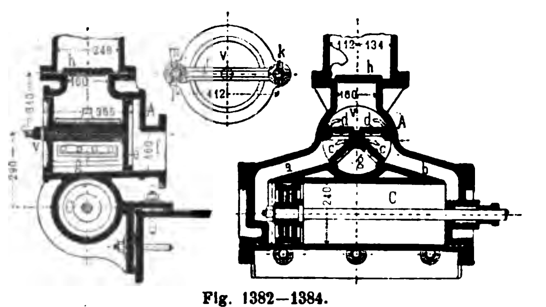


Fig. 1382—1384.

Um sehr bedeutende Wassermengen zu heben, wendet man besonders in Küstenländern zur Trockenlegung grösserer Landesflächen die Kastenpumpen an. Es sind dies Pumpen der grössten Dimensionen, welche das Wasser meist nur auf geringere Höhen zu heben haben. Rohrleitungen für den Zu- und Abfluss des Wassers sind nicht vorhanden; es werden an deren Stelle gemauerte Canäle angewendet und die Pumpe selbst wird von dem Mauerwerk, welches das Oberwasser von dem Unterwasser trennt, so umgeben, dass eine Verbindung beider nur durch die Pumpe stattfinden kann.

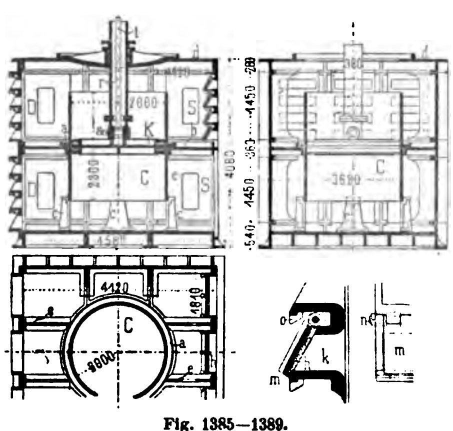


Fig. 1385—1389.

In den Fig. 1385—1387 ist die Anordnung einer derartigen **Kastenpumpe** gegeben. Der Pumpencylinder C, welcher bis zu 3 m Durchmesser und ebensolchem Hub ausgeführt wird, hat in der Mitte eine Flansche a, mit der er sich auf die Platte b stützt, während er unten noch durch die Böcke $c\,c$ gestützt wird. Derselbe wird von einem aus starken, durch Rippen verstärkten Platten gebil-

deten Kasten umgeben, auf dessen Boden sich die Böcke *c c* stützen; er wird durch die Platte *b* in zwei Abtheilungen getheilt und durch den Deckel *d* verschlossen; die durchbrochenen Platten *e e* verhindern ein Eindrücken der Seitenwände. In zwei gegenüberliegenden Seiten des Kastens sind die Saugventile *S S* um die Druckventile *D D* angeordnet. Dieselben bestehen aus Eisenklappen *m*, Fig. 1388—1389, welche sich um Bolzen *n* drehen und deren Auflageflächen mit Holz *h* bekleidet sind. Die Klappe liegt auf dem Sitze *k*, welcher mit der Seitenwand in einem Stück gegossen ist; die Anschläge *o* begrenzen die Erhebung der Klappe, welche ungefähr in einem Winkel von 30° erfolgt. Die Wirkung der Pumpe ist genau wie bei jeder anderen doppeltwirkenden Pumpe; durch die Construction der Klappenventile ist eine sehr grosse Durchgangsöffnung für das Wasser erzielt, sodass dieser Durchgang nur sehr geringe Verluste verursacht. Die Liderung des Kolbens *K* besteht aus zwei Holzringen, welche so ausgeschnitten und zusammengelegt sind, dass nur Hirnholz mit den Wandungen in Berührung kommt. Mit dem Kolbenkörper ist das Rohr *r* verschraubt, in dessen Innerem sich das Gestänge *t* bewegt, das mittelst des Bolzens *s* an dem Kolbenkörper angreift.

Ein Beispiel einer grösseren doppeltwirkenden Saug- und Druckpumpe ist in den Fig. 1390 bis 1391 im Durchschnitt und Grundriss gegeben. Dieselbe ist in der Aufbereitungs-Anstalt der Zeche Perm bei Ibbenbüren aufgestellt, liegt unmittelbar hinter dem Dampfcylinder der Maschine auf demselben Maschinenrahmen und wird durch die verlängerte Kolbenstange der Maschine, die bei *a* gekuppelt ist, getrieben. Die Pumpe hat 300 mm Cylinderdurchmesser, 660 mm Hub und fördert bei dem normalen Gange von 32 Doppelhüben pro Minute ca. 25 cbm. Wasser. Der Kolben besteht aus zwei hohlen gusseisernen Körpern *b* und *c* von 10 mm Wandstärke, welche durch eingegossene Rippen versteift sind und durch deren Form der schädliche Raum der Pumpe nach Möglichkeit vermindert wird. Beide Theile des Kolbens sind gut passend ineinander gedreht und tragen in der Mitte je einen Rothgussring vom Durchmesser des Cylinders. Die Dichtung geschieht durch eine Reihe nebeneinander gelegter Lederringe, welche durch die beiden Kolbenkörper *b* und *c* mittelst der Kolbenstange zusammengepresst werden. *s s* sind die beiden Saugventile, s_1 s_1 die Druckventile; dieselben sind als Gummiklappenventile gebildet und beträgt die Stärke der Gummischeiben 20 mm und der äussere Durchmesser derselben 370 mm. Der Klappenfang *e* ist so hoch angesetzt, dass die Gummiklappen noch ca. 3 mm Spielraum erhalten. Die Befestigungsschrauben, welche mit zwei Rothgussmuttern versehen sind, haben in der Mitte einen aufgeschweissten Bund, um das Herabfallen derselben zu verhindern; dieser Bund ist zur besseren Dichtung konisch gedreht und in den Ventilkörper eingeschliffen. Die Befestigung der Ventile in dem Ventilgehäuse geschieht mittelst der Traverse *g*. Das gemeinsame Saugrohr ist mit *A* bezeichnet, das Druckrohr mit *B* und die beiden Druckwindkessel mit *w*.

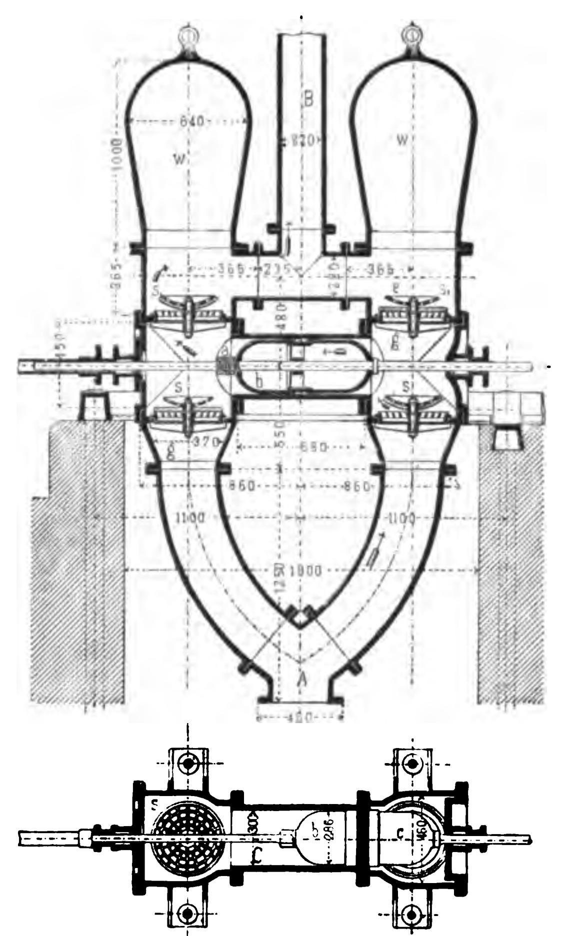


Fig. 1390—1391.

6. Dampfpumpen.

Diejenigen Pumpen, welche zu ihrem Betriebe derart mit Dampfmaschinen direct verbunden sind, dass die ganze Kraft der Dampfmaschine zum Betriebe der Pumpe erforderlich ist und die Pumpen selbst kleinere Dimensionen haben, nennt man Dampfpumpen. Dieselben werden entweder stehend oder liegend, vielfach aber besonders auch so construirt, dass sie an eine verticale Wand geschraubt werden können, in welchem Falle sie Wanddampfpumpen genannt werden. Letztere werden besonders häufig zur Kesselspeisung benutzt, sowie zum Heben des Wassers auf beliebige Höhen, zum Füllen von Reservoirs u. s. w. Die allgemeine Anordnung einer Wanddampfpumpe nach der Ausführung der Maschinenfabrik von Weise & Monski in Halle a. S. ist in der Fig. 1392 gezeichnet. Der Dampfcylinder ist direct über dem Pumpencylinder derart

angeordnet, dass die Dampfkolbenstange in ihrer Verlängerung zugleich als Pumpenkolbenstange dient. Im vorliegenden Falle ist der Dampfkolben verhältnissmässig sehr dick hergestellt und in gleicher Stärke als Plungerkolben in den Pumpencylinder geführt. Die Anordnung der dicken Kolbenstange ist durch Folgendes begründet: Die Dampfpumpen haben gewöhnlich im Verhältniss zur Druckhöhe eine geringe Saughöhe (dieselbe soll im Durchschnitt nicht viel mehr als 6 m betragen), oder es hat das Wasser bei seinem Austritt aus den Druckrohren einen bedeutenden Druck zu überwinden, wie das z. B. bei den Kesselspeisepumpen der Fall ist. Es ist hier also fast die ganze Kraft auf den Kolbenniedergang zu verwenden, während der Kolbenaufgang nur einen sehr kleinen Theil der Kraft beansprucht; demnach würde die Maschine eine sehr unregelmässige Bewegung annehmen, wenn nicht durch Anordnung einer dicken Kolbenstange für den Kolbenaufgang die Kolbenfläche im entsprechenden Maasse reducirt würde. Im allgemeinen verhält sich hierfür das Quadrat des Dampfcylinderdurchmessers zu der Differenz zwischen diesem und dem Quadrat der Kolbenstange wie die Druckhöhe zur Saughöhe der Pumpe.

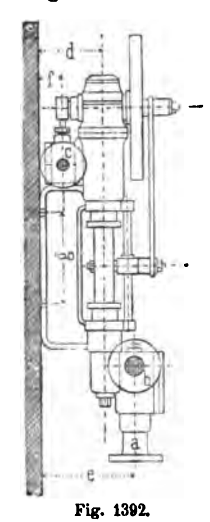


Fig. 1392.

Die Wanddampfpumpen werden meist mit einem Schwungrad versehen; *c* ist der Stutzen für den Eintritt des Betriebsdampfes. Hinter dem Dampfcylinder befindet sich der Schieberkasten angeordnet, dessen Schieber vom Ende der Schwungradwelle mittelst Excenter bewegt wird; *a* ist der Saugstutzen, *b* der Druckstutzen.

Die Verhältnisse und Dimensionen dieser Dampfpumpen in 10 verschiedenen Grössen sind aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

Tabelle über Leistung, Gewicht und Dimensionen von Wanddampfpumpen.

Nummern der Pumpen			1	2	3	4*	5	6*	7*	8	9*	10*
Pferdestärke des zu speisenden Kessels			8	15	25	45	60	100	125	200	500	
Durchmesser des Dampfcylinders in Millimetern			65	85	110	110	120	120	140	180	180	220
Durchmesser des Pumpencylinders in Millimetern			30	45	58	56	65	65	75	100	100	220
Kolbenhub in Millimetern			65	80	102	102	152	152	200	240	240	320
Wasserlieferung in Litern pro Minute			10	24	40	40	50	100	138	232	232	1142
Gewicht der completen Pumpe ca. Kilogramm			30	90	150	160	200	220	410	650	650	2000
Flanschendurchmesser und lichte Weiten der Stutzen	Saugstutzen *a*	Flanschendurchm.		104	156	130	156	156	183	196	196	260
		Lichte Weite		30	55	45	55	60	65	72	72	125
	Druckstutzen *b*	Flanschendurchm.		104	156	130	156	156	183	183	183	260
		Lichte Weite		30	55	45	55	60	65	65	65	125
	Dampfeintritt *c*	Flanschendurchm.		80	80	80	88	88	104	111	111	160
		Lichte Weite		13	15	15	20	10	26	33	33	52
	Dampfaustritt	Flanschendurchm.		88	104	104	104	104	130	156	156	180
		Lichte Weite		18	26	26	26	26	46	52	52	65
Gesammtlänge der Dampfpumpe				900	1100	1200	1400	1400	1600	1900	1920	2850
Entfernung *d* der Cylindermitte von der Wand				190	200	207	224	224	325	345	345	340
Entfernung *e* der Ventilkastenmitte von der Wand				290	360	360	330	340	520	535	550	710
Entfernung *f* der Dampfcylinderstutzenmitte von der Wand				70	85	80	60	60	85	80	80	90
Entfernung der Cylindermitten				400	500	542	600	740	920	900	900	1275
Durchmesser des Schwungrades				290	290	390	420	420	600	800	800	1000
Befestigungsschrauben	Entfernung *g* von Mitte Loch zu Mitte Loch			175	240	260	330	420	450	308	608	335
	Entf. in d. Querrichtung von Mitte zu Mitte			70	100	90	90	90	150	222	222	510
	Durchmesser der Löcher			18	18	18	22	22	28	28	28	36

Die Pumpen 8 bis 10 haben auf jeder Seite in der Verticalrichtung je 3 Löcher zum Anschrauben.
Die mit * bezeichneten Pumpen sind doppeltwirkend.

Die Wanddampfpumpen haben vor anderen Pumpenconstructionen den Vorzug, dass sie rasch, bequem und billig zu montiren sind; sie lassen sich überall ohne jedes Fundament auf die solideste Art an der Wand befestigen und nehmen so verhältnissmässig sehr wenig Raum ein. Die Saug- und Druckrohre sind mindestens so weit zu nehmen, wie die lichte Weite des Saug- resp. Druckstutzens beträgt. Bei Anlage der ersteren ist hier, wie auch bei den übrigen Pumpenconstructionen, darauf zu achten, dass dieselben stetig zur Pumpe ansteigen; bei Druckrohren vermeide man zu scharfe Biegungen. Um heisses Wasser zu pumpen, ist es am zweckmässigsten, den Behälter, aus welchen man pumpt, höher zu stellen als die Ventile der Pumpe. Im Betrieb soll die Pumpe nicht zu rasch arbeiten; bei ruhigem Gange erzielt man eine verhältnissmässig grössere Leistung und es werden dadurch die gangbaren Theile, sowie auch die Rohrleitung vor Schlägen und Erschütterungen bewahrt.

Eine stehende Dampfpumpe, welche auf dem Boden in einem gemauerten Fundamente zu verankern ist, wird durch die Fig. 1393—1394 in der Ansicht und im Querschnitt dargestellt, während

in den Fig. 1395—1397 die Details der Pumpe selbst gezeichnet sind. Auf der Sohl- oder Fundamentplatte *a* stehen die beiden in Hohlguss ausgeführten Böcke *b b*. Oben auf diesen Böcken ist die Platte *c* gelagert, auf welcher der Dampfcylinder *d* mit dem Schieberkasten *e* aufgeschraubt ist. Die Dampfvertheilung wird durch einen einfachen Muschelschieber bewirkt, welcher von der Schwungradwelle aus mittelst Excenter bewegt wird. Der Plungerkolben der Pumpe ist in seinem oberen Theile zu einer Schleife *s* ausgebildet, in deren oberer Traverse die Dampfkolbenstange mittelst Keiles befestigt ist, Fig. 1396, und in welcher sich der Stein s_1 hin und her bewegen kann. Dieser umfasst einen Zapfen, welcher die Warze der durch Kröpfung der Welle *w* entstandenen Kurbel bildet. Bei der auf- und niedergehenden Bewegung des Dampfkolbens wird nun durch das Kurbelschleifengetriebe die Welle *w* in Umdrehung versetzt, welche, um den Gang der Pumpe gleichmässig zu machen, ein ausserhalb der Lagerböcke angeordnetes Schwungrad *r* trägt. Die Pumpe ist einfachwirkend und es ist das Saugventil mit *v* und das Druckventil mit v_1 bezeichnet. Die Anordnung der Ventile ist in diesem Falle insofern unzweckmässig zu nennen, als die Saugleitung in den oberen Theil des Pumpencylinders einmündet und die Druckleitung von dem unteren Ende desselben abführt. Besser ist die umgekehrte Anordnung in der Art, wie es in den Fig. 1366—1367, S. 255, zur Darstellung gekommen ist.

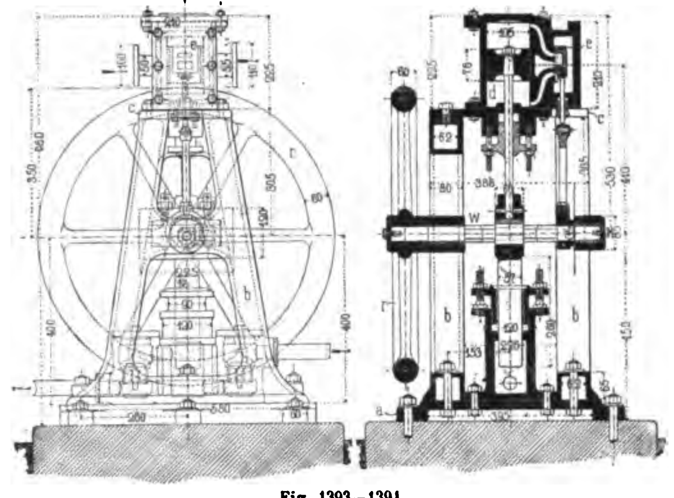


Fig. 1393—1394.

Eine andere Anordnung einer stehenden Dampfpumpe zeigen die Fig. 1398—1399. Der Pumpencylinder *c* ist hier einem besonderen Zwecke entsprechend unterhalb der Fundamentplatte *a* angeordnet und durch zwei starke Stützen a_1 mit dieser verbunden. Der Dampfcylinder ist auf den beiden in Rippenguss ausgeführten Böcken *b b* mittelst angegossener Lappen gelagert; *e* ist der mit dem Dampfcylinder verschraubte Schieberkasten, dessen Deckel den Stutzen e_1 für den Dampfeintritt trägt. Die Kolbenstange d_1, welche in ihrer Verlängerung in dem Plungerkolben *k* endigt, trägt ein Querhaupt *h*, welches mittelst der zwei Gleitklötze *i* in den Rahmen *b* geführt wird. Beim Auf- und Niedergang der Kolbenstange wird nun durch die Pleuelstange *p* und die Kurbel *g* die Schwungradwelle *w* in Umdrehung versetzt, welche in dem einen Rahmen *b* und einem Bocklager b_1 gelagert ist. Auf der Welle *w* sitzt das Excenter *s*, durch welches mittelst der Stange s_1 der Dampfschieber im Schieberkasten *e* bewegt wird. Bei der Pumpe selbst finden sich das Saugventil *v* und das Druckventil v_1 bezüglich ihrer Lage zum Pumpencylinder in richtiger Weise angeordnet; ein sehr häufig auftretender Fehler ist jedoch auch hier sichtbar bezüglich der Höhenlage der Ventile in Bezug auf die Unterkante der Ver-

Fig. 1395—1397.

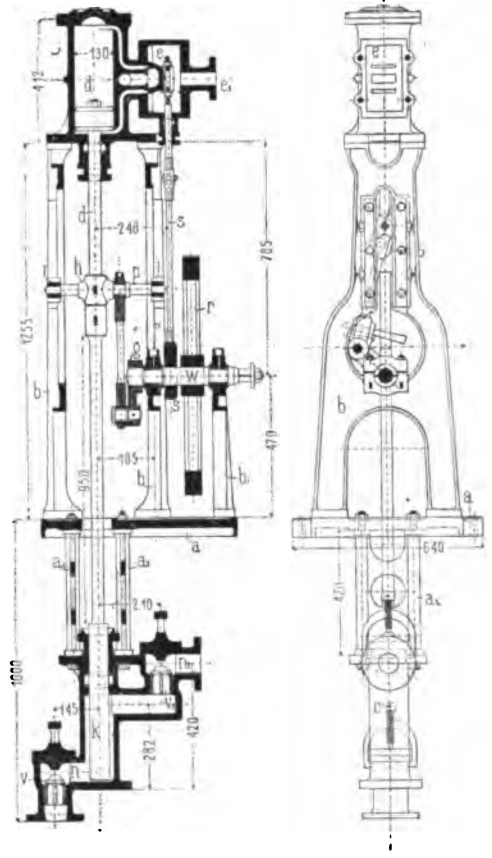


Fig. 1398—1399.

bindungscanäle n und n_1. Das Nöthige über diesen Punkt ist schon gelegentlich der Besprechung der Fig. 1366—1367, S. 255 gesagt worden.

Eine recht compendiöse Anordnung zeigt die in den Fig. 1400—1402 dargestellte Zwillings-Dampfpumpe nach der Ausführung der Maschinenfabrik von Weise & Monski in Halle a. S. Mit einem starken gemauerten Fundamente ist ein kastenartiges Gestell a, welches als ein Gussstück gebildet ist, fest verankert. Dasselbe dient als Sohlplatte für zwei Pumpencylinder c, welche mit ihren Ventilgehäusen und einem zwischen den beiden Cylindern angeordneten gemeinsamen Windkessel W aus einem Stück bestehen. Letzterer ist an seinem oberen Ende derart ausgebildet, dass mit demselben zwei Dampfcylinder d verschraubt werden können, welche sich in der Mittellinie über den Pumpencylindern befinden, sodass die Kolbenstange direct mit dem Plungerkolben k mittelst Keiles verbunden werden kann. Unterhalb dieser Verbindungsstelle trägt der Kopf des Plungers einen Zapfen, an welchen ein starker Bügel b drehbar angreift. Dieser Bügel ist mittelst zweier starken Rundeisenstangen mit einem zweiten Bügel b_1 verbunden, welcher gleichzeitig als Pleuelkopf gebildet ist. In dem Gestell a ist die Schwungradwelle w gelagert, welche derart doppelt gekröpft ist, dass die beiden Kurbelwarzen um 180° gegeneinander verstellt sind. Die Bügel b_1 greifen nun an diesen beiden Kurbeln an und versetzen die Welle w mit dem Schwungrade r beim

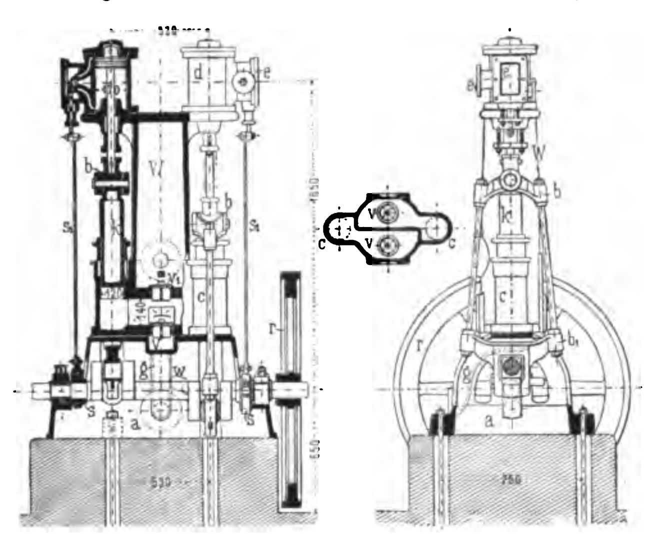


Fig. 1400—1402.

wechselseitigen Auf- und Niedergange der Kolben in Umdrehung. Dadurch erhalten zwei Excenter s ihre Bewegung, welche mittelst der Stangen s_1 auf die Schieber der Schieberkasten e e übertragen wird, welche die Dampfvertheilung in entsprechender Weise derart bewirken, dass der eine Kolben im Aufgang begriffen ist, während der andere sich senkt. Auf diese Weise wird die Doppelwirkung der Pumpe erreicht, da die beiden Pumpencylinder abwechselnd in den Windkessel w hineinarbeiten, sodass das geförderte Wasser in einem continuirlichen Strome zum Ausfluss gelangt. Mit v sind die beiden Saugventile, mit v_1 die Druckventile bezeichnet. Erstere arbeiten aus einem gemeinsamen Saugrohre g, welches seitlich aus dem Fundamentrahmen heraustritt und mit der Saugleitung zu verbinden ist. Die Fig. 1402 zeigt einen Horizontalschnitt durch den unteren Theil der Pumpencylinder und das Ventilgehäuse und es ist aus demselben die Anordnung der Saugventile resp. die der darüber liegenden Druckventile zu ersehen.

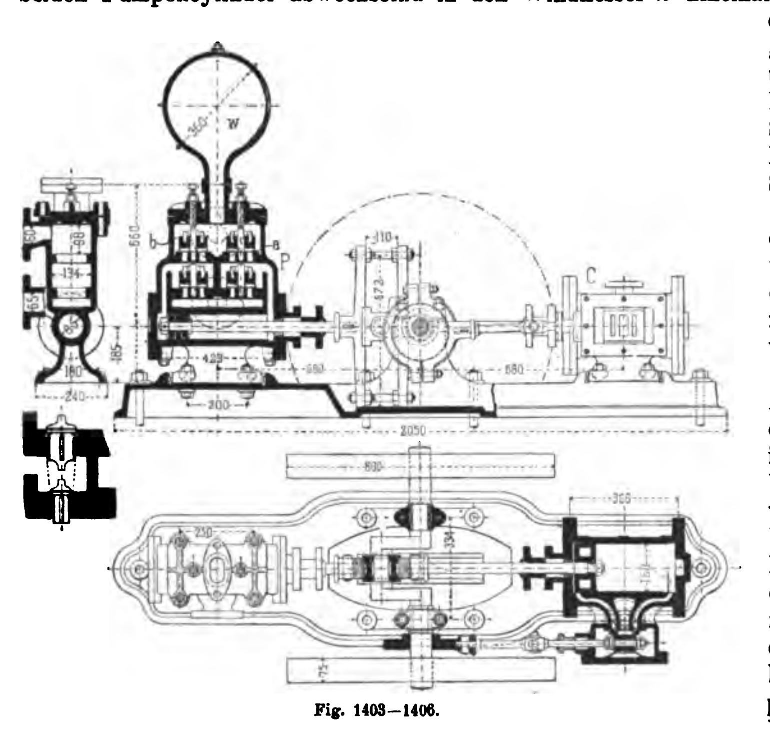


Fig. 1403—1406.

Alle bis jetzt besprochenen verticalen Dampfpumpen waren solche mit rotirender Zwischenbewegung. Obwohl man immer bestrebt sein soll, alle Zwischenbewegungen, die nur Kraft absorbiren und durch mehr Theile Gelegenheit zum Verschleiss der Maschinen geben, möglichst zu vermeiden, werden doch noch bei den Dampfpumpen in vielen Fällen die mit rotirender Bewegung denjenigen mit directer Bewegung vorgezogen. Der Grund hiervon liegt hauptsächlich darin, dass Pumpen mit rotirender Bewegung, also mit Welle und Schwungrad, immer eine gleichförmigere Bewegung haben, leichter in Gang gesetzt werden können und überhaupt die ganze Construction bezüglich der Dampfvertheilung mit Rücksicht auf Dampfökonomie sich günstiger gestaltet, ganz abgesehen

davon, dass man vom abgedrehten Schwungrad aus bei vorhandener Ueberkraft mittelst Riemen die rotirende Bewegung noch zu anderen Zwecken verwenden kann.

Die in den Fig. 1403—1406 dargestellte liegende Dampfpumpe mit rotirender Zwischenbewegung zeigt zur Hervorbringung der letzteren wieder die Anordnung einer Schleife mit Schlitten, Kurbelwelle und Schwungrad in der Mitte zwischen Dampf- und Pumpencylinder; für derartige Maschinen sieht man auch oft zwischen Dampf- und Pumpencylinder auf der gemeinschaftlichen Kolbenstange eine Traverse angebracht, welche an ihrem Aussenende eine Pleuelstange trägt, die längs des Dampfcylinders nach hinten geht und ein Schwungrad in Bewegung setzt. Dampfcylinder C und Pumpencylinder P sind gemeinschaftlich auf eine solide gusseiserne Fundamentplatte geschraubt, an welcher gleichzeitig in der Mitte die Kurbellager angegossen sind. Der Dampfcylinder hat einen Durchmesser von 160 mm und einen Kolbenhub von 260 mm; der Kolbenring ist mit federnden gusseisernen Ringen abgedichtet. Die Dampfvertheilung bewirkt ein einfacher Muschelschieber, welcher durch ein Excenter von 20 mm Excentricität bewegt wird. Die vier Ventile der Pumpe zeigen eine einfache Construction; eine Gummischeibe a zum Abschliessen der gusseisernen Gitter ist mit einem gusseisernen Körper b verbunden, in welchem sich oben noch ein Gummiring befindet, der gewissermaassen als Buffer dient. Die vier Ventile bewegen sich frei an vier in den gusseisernen Gittern vernieteten, vertical stehenden Stiften. Die oberen Oeffnungen der Druckventilsitze sind weiter gehalten, um die Saugventile mit ihren Gittern resp. Sitzen hindurchstecken zu können. Obwohl die Construction eine sehr einfache ist und namentlich durch dieselbe ein geräuschloser Gang erzielt wird, werden den Gummiventilen, wegen ihrer Abnutzung und ihrer nicht allseitigen Verwendbarkeit, vielfach metallene Kegelventile von gutem Rothguss vorgezogen; in der Fig. 1405 ist eine Anordnung derartiger Kegelventile gegeben. Die Sitze der Ventile sind gleichfalls von Rothguss herzustellen und man giebt wegen der einfachen Bearbeitung beiden Sitzen eine und dieselbe Konicität; auf diese Weise ist wieder ein leichtes Durchstecken der Saugventile durch die Druckventile ermöglicht.

Bei Ausführung dieser metallenen Ventile ist noch darauf zu sehen, dass nicht der Konus des Ventilkegels über den Sitz hinausragt; es hat mit dem Abschluss des Konus auch sofort der cylindrische, resp. abgerundete Theil des Ventiltellers zu beginnen, da im anderen Falle das Einarbeiten eines Grates in nicht zu langer Zeit erfolgt.

Das Saugrohr hat einen Durchmesser von 65 mm, das Druckrohr einen solchen von 60 mm. Die Wasserförderung beträgt 12 cbm pro Stunde bei einer minutlichen Umdrehungszahl des Schwungrades = 80. Bezüglich der Aufstellung dieser Pumpe ist noch zu bemerken, dass dieselbe auf einem gemauerten Sockel mit 6 Ankern von 24 mm Stärke und ca. 1 m Länge aufgeschraubt wird. In nachstehender Tabelle sind die Hauptdimensionen von anderen gebräuchlichen Grössen dieser Dampfpumpen gegeben.

Tabelle über Hauptdimensionen horizontaler Dampfpumpen.

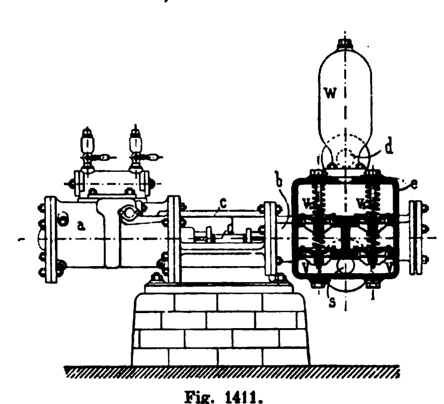
Leistung pro Stunde in cbm	6	17	12	25	18	25	40	25	60
Durchmesser des Dampfcylinders, mm	130	130	160	160	210	210	260	180	260
„ „ Pumpencylinders, mm	72	105	85	130	105	130	150	130	170
Hub	155	155	260	260	260	260	400	400	400
Länge des Dampfcylinders	235	235	366	366	366	366	510	510	510
„ „ Pumpencylinders	300	300	423	435	435	460	630	630	630
Weite des Saugrohres	50	75	65	90	75	90	105	90	130
„ „ Druckrohres	50	65	60	80	65	80	90	80	120
„ „ Dampfzugangrohres	26	26	33	33	40	40	40	52	52
„ „ Dampfabgangrohres	33	33	40	40	50	50	50	60	60
Durchmesser der Kolbenstange	28	28	36	36	36	40	40	40	40
„ „ Schieberstange	15	15	23	23	23	23	26	26	26
„ „ Lager	34	34	52	52	52	52	62	62	62
Breite der Lager	55	55	85	85	85	85	100	100	100
Mitte Lager bis Mitte Lager	186	186	334	334	334	334	380	380	380
Unterkante Bett bis Mitte Cylinder	200	200	300	300	300	300	400	400	400

In den Fig. 1407—1410 ist eine Pumpe gezeichnet, welche unter dem Namen Stannah's Pendel-Pumpe bekannt ist und mit dem Vorzug grosser Einfachheit eine sehr zufriedenstellende Wirkungsweise verbindet. Die Pumpe ist als Wanddampfpumpe construirt und es bezeichnet p den Dampfcylinder, welcher mit dem Rahmen o und der Pumpe C aus einem Stück gefertigt ist; k ist der Plungerkolben, welcher in gleicher Stärke mit der hohlen Kolbenstange durchgeführt ist und mit derselben gleichfalls aus einem Stück besteht. Die Construction ist nun insofern höchst originell, als der mit der Kolbenstange verbundene Kurbelzapfen a nur eine geradlinig auf- und niedergehende Bewegung ausführt, wogegen die Kurbelachse b sammt dem gleichzeitig rotirenden Schwungrade c in einem Bogen schwingt, dessen Sehne gleich dem Kolbenhub ist. Die Kurbel- resp. Pendelstange d hat ihre Achse in dem Zapfen e, mit welchem sie durch eine Schraube verbunden ist. Dieser Zapfen c ist in einem Bügel g und in dem Schieberkastendeckel gelagert

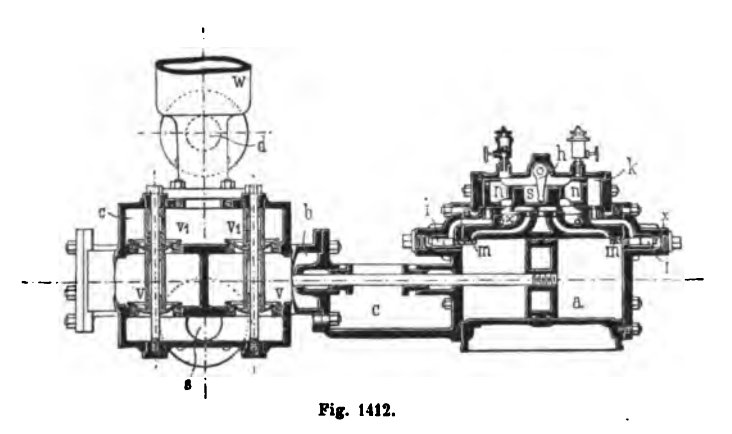
und trägt an seinem inneren Ende den Schieber s, welcher bei der Schwingung von d eine oscillirende Bewegung ausführt und vermöge seiner Form und der entsprechenden Anordnung der Dampfcanäle auf dem Schieberspiegel die richtige Dampfvertheilung bewirkt; bei m ist der Dampfeintritt, bei n der Austritt des verbrauchten Dampfes. Durch die beschriebene, bei dieser Pumpe ausgeführte sinnreiche Verbindung der Rotationsbewegung des Schwungrades mit der Schieberbewegung ist die Construction der Pumpe wesentlich vereinfacht und gestattet eine sehr compendiöse Anordnung derselben.

Fig. 1407—1410.

Direct wirkende Dampfpumpen sind solche Pumpen, bei welchen die Kraftübertragung nach dem Pumpencylinder in directester Weise ohne jede Rotationsbewegung stattfindet. Dieselben haben den besonderen Vortheil, dass alle Zwischenbewegungen, welche stets eine Anzahl von arbeitenden Reibungsflächen erfordern, vermieden und auf diese Weise die durch dieselben bedingten Arbeitsverluste auf ein Minimum reducirt sind; dass alle der Bewegung unterworfenen Theile verschlossen sind und darum derartige Pumpen selbst an den staubigsten Orten aufgestellt werden können; dass schliesslich die Bedienung der Pumpe eine äusserst einfache wird und infolge dessen wenig Kosten verursacht.


Fig. 1411.

In der Fig. 1411 ist eine derartige direct wirkende Dampfpumpe nach dem System von Leinhaas & Hülsenberg in Freiberg i. S. dargestellt. Der Dampfcylinder a und der Pumpencylinder b sind durch ein Zwischenstück c, welches durch 4 Ankerschrauben auf einem kleinen gemauerten Fundamente befestigt ist, derart verbunden, dass die zwei Endflanschen von c zugleich die Deckel der Pumpe sowohl als des Dampfcylinders bilden. Die Kolbenstange d führt direct aus dem Dampfcylinder in den Pumpencylinder, wobei nur soviel von derselben frei bleibt, dass die beiderseitigen Stopfbüchsen bequem herausnehmbar bleiben. Das Ventilgehäuse ist mit dem Pumpencylinder vereinigt und in unserer Figur im Schnitt gezeichnet, sodass die Anordnung der Saugventile $v\,v$ und der Druckventile $v_1\,v_1$ deutlich sichtbar ist; s ist das Saugrohr, d das vom Windkessel w ausgehende Druckrohr. Bei g befindet sich der Dampfvertheilungsapparat für den Dampfcylinder. Die Construction des Steuerungsapparates einer ganz ähnlichen direct wirkenden Pumpe von Tangye Brothers & Holman in London, von diesen „Special"-Dampfpumpe genannt, ist in der Fig. 1412 dargestellt. Dampf- und Pumpencylinder finden sich in gleicher Anordnung und durch das Zwischenstück c verbunden. Ersterer ist mit einer doppelten Anzahl von Dampfcanälen versehen; ein Paar dieser Canäle führen wie gewöhnlich vom Schieberspiegel zu den Enden des Cylinders, das andere Paar erstreckt sich von den Enden der cylindrischen Dampfkammer k zu den Enden von schmalen cylindrischen Kammern $i\,i$, von denen je eine in einem der Cylinderdeckel angebracht ist. Jede dieser Kammern ist versehen mit einem stählernen Ventil m, das eine in dem Cylinderdeckel befindliche Oeffnung verschliesst. Diese Ventile sind, ausser wenn sie durch den Kolben zurückgestossen werden, durch Dampfdruck von rückwärts auf ihren Sitz gepresst, indem die hinteren Theile dieser Kammern i mit dem Dampfraum k durch kleine Canäle x communiciren. In der gezeichneten Lage des Schiebers s wird auf der linken Seite des Kolbens Dampf einströmen und der Kolben sich demgemäss von links nach rechts bewegen, während die rechte Seite des Dampfcylinders mit dem Ausströmungscanal verbunden ist. In dem cylindrischen Schieberkasten k bewegen sich zwei Kolben $n\,n$, welche untereinander und mit dem Schieber s in Verbindung stehen und bei dem oben beschriebenen Vorgange die gezeichnete


Fig. 1412.

Stellung einnehmen. Hat nun der Kolben seine Endstellung rechts erreicht, so wird er das Ventil m aufstossen; der zweite Dampfcanal, welcher mit der Kammer i in Verbindung steht, wird dadurch mit dem Cylinder a und so mit dem Ausströmungscanal communiciren, der Dampfdruck wird somit von dem rechtsseitigen Kolben n genommen, der hinter dem linksseitigen Kolben wirksame Dampf bekommt das Uebergewicht und treibt die Kolben $n\,n$ nebst dem Schieber s nach rechts. Durch diese Bewegung wird jetzt der Dampfaustrittscanal mit dem linkseitigen Dampfcylinderraume in Verbindung gesetzt, während auf der rechten Seite frischer Dampf auf den Kolben wirkt, wodurch der letztere von rechts nach links getrieben wird. Es wiederholt sich nun dasselbe Spiel auf der linken Seite, Oeffnung des Ventiles m und dadurch erfolgender Rücktrieb von n nebst dem Schieber s. Während des Ganges der Maschine befindet sich der Hebel h in Ruhe; derselbe dient nur zur Bewegung der Schieber für die Inbetriebsetzung, indem zu diesem Zwecke letztere mittelst dieses Hebels von Hand mehreremal hin- und hergeschoben werden müssen, bis die Steuerung von der Maschine aus selbstthätig erfolgt.

Die Pumpe selbst ist mit Holman's Patent-Bufferventilen ausgerüstet, welche aus messingenen Ventiltellern bestehen, die auf Hartgummisitzen aufliegen und von denen jedes Ventil mit einem elastischen Buffer versehen ist, der ein zu weites Heben des Ventiles verhindert.

Die vorbeschriebenen direct wirkenden Dampfpumpen haben einen derart ruhigen Gang, dass sie bei fester Aufstellung eines nur sehr kleinen Fundamentes bedürfen. Aus demselben Grunde sind dieselben auch in auszupumpenden Schachten, Brunnen u. s. w. derart anzubringen, dass sie, nur von einem Querbalken unterstützt, an Ketten aufgehängt werden; letztere Verwendungsart dieser Pumpen ist in neuerer Zeit für Grubenentwässerungen von grösserer Bedeutung geworden, besonders da mit diesen Pumpen Hubhöhen bis 300 m erreicht werden können.

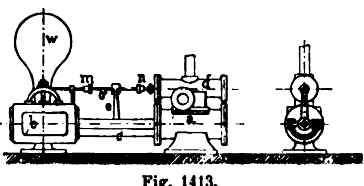


Fig. 1413.

Eine ältere Anordnung einer direct wirkenden Dampfpumpe der Gebr. Decker & Co. in Cannstatt ist in der Fig. 1413 angegeben. Es befindet sich hier auf der gemeinsamen Kolbenstange zwischen Dampfcylinder a und Pumpencylinder b ein Kreuzzapfen angeordnet, an welchem sich ein nach aufwärts gehender Arm e befindet. Dieser umfasst die Schieberstange o, welche in den Steuercylinder d führt und an einem leicht beweglichen Schieber angreift. Die Stange o trägt zwei Anschläge m und n, welche derart angeordnet sind, dass bei der Bewegung des Hebels eine entsprechende Verschiebung der Stange o und somit des Schiebers erfolgt.

7. Kettenpumpen.

Für das Heben besonders von unreinen Flüssigkeiten findet man häufig Pumpen im Gebrauch, welche unter dem Namen Kettenpumpen bekannt sind; da dieselben ihre Hauptanwendung auf den Düngerstellen der Güter, zur Latrinenentleerung u. s. w. finden, werden sie auch vielfach als Jauchepumpen bezeichnet. Als solche bewähren sie sich sehr gut, weil Stroh, Reiser und andere Körper, welche unvermeidlich bei dem Aufpumpen der Jauche in die Pumpe eintreten, den Gang und die Wirkung derselben nicht beeinträchtigen. Die Fig. 1414—1415 geben eine bessere Construction einer Kettenpumpe von Bastier, welche auch zur Wasserhebung benutzt werden kann und das Princip dieser Art Pumpen genügend verdeutlicht. Ein an der unteren Mündung etwas erweitertes Rohr a reicht vertical in den Brunnen, sodass das untere Ende desselben in das Wasser eintritt. Oben auf diesem Pumpenrohre ist ein Sammelkasten b mit Ausguss c angeordnet, dessen Zweck die Verhinderung des Verspritzens der gehobenen Flüssigkeit ist. An dem Sammelbehälter sind zwei Lagerböcke $d\,d$ angeordnet, welche eine Welle tragen, auf der eine Kettenrolle k und ausserhalb der Lager das Antriebszahnrad e befestigt sind. Letzteres wird von einer Zwischenwelle w aus mittelst des Triebes g durch die Riemenscheibe h bewegt. In dem Rohre der Pumpe geht eine Kette nieder, welche über die Kettenrolle führt und in Zwischenräumen mit Scheiben s versehen ist, deren Durchmesser nahezu gleich dem Durchmesser des Rohres a ist. Diese Scheiben werden aus Holz, Leder oder auch aus Gummi angefertigt, welche Körper dann zwischen Metallscheiben gehalten sind, an welche letztere sich die Kettenenden anschliessen. Je genauer der Anschluss dieser Scheiben an die Rohrwand erfolgt, desto besser ist die Wirkung der Pumpe. Die Kette ist endlos und es werden die aus dem Pumpenrohr herausgetretenen Scheiben s durch die Kettenrolle wieder nach dem unteren Theile des Rohres geführt. Es ist nun ersichtlich, dass bei Drehung der Kettenrolle die in das Rohr a eintretenden Scheiben Flüssigkeit aufheben müssen, von welcher ein gewisser Theil zwischen

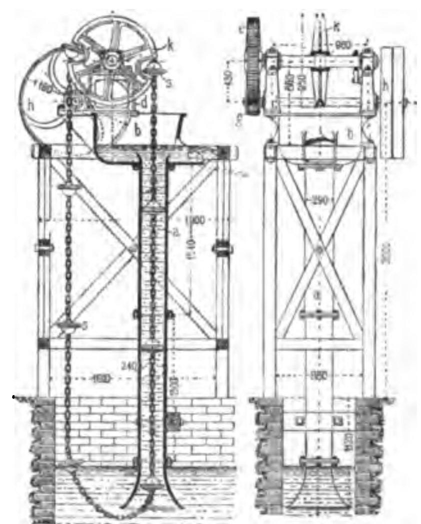
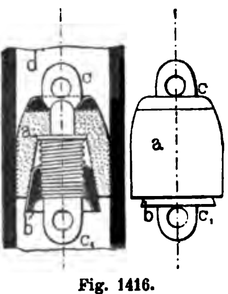


Fig. 1414—1415.

den Kanten der Scheiben und der Rohrwand zurückfliesst, während der übrige Theil bei c zum Ausfluss gelangt. Je länger das Pumpenrohr ist, je höher also die Flüssigkeit gehoben werden muss, desto grösser ist der Rücklauf des Wassers und desto schlechter die Wirkung der Pumpe.

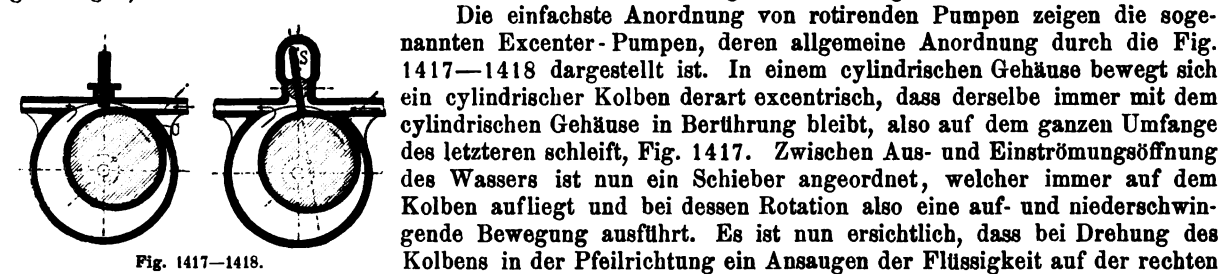

Fig. 1416.

Bringt man unten an dem Rohre noch eine Rolle zur Führung der Kette an, so kann eine solche Pumpe auch geneigt aufgestellt werden, wodurch ihre Anwendbarkeit noch erhöht wird.

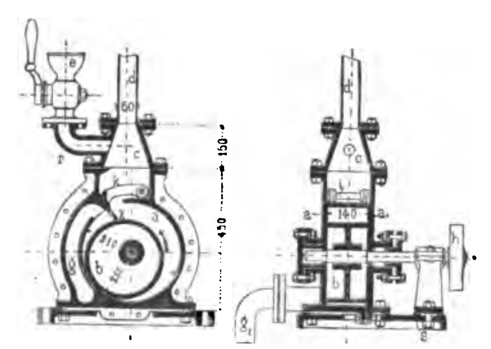
Statt der Scheiben a hat man auch Kautschukkörper a in Anwendung gebracht, von einer Form, wie ein solcher durch die Fig. 1416 dargestellt wird. Derselbe wird von zwei Theilen c und c_1 gehalten und ein konischer Körper b wird so weit auf c_1 geschraubt, dass der untere Theil von a zum dichten Anschluss an das Pumpenrohr d gelangt. Diese Anordnung gewährt neben dem Vortheil des dichteren Schlusses noch den einer sichereren Einführung der Kette in das Rohr, welche durch die konische Form des Körpers a bedingt ist.

B. Rotirende Pumpen.

Macht der Pumpenkolben statt der hin- und hergehenden Bewegung eine drehende oder Kreisbewegung und wird durch diese das Ansaugen und Weiterdrücken der Flüssigkeit bewirkt, so ist die Pumpe eine rotirende Pumpe. Es arbeitet hier der Kolben in einem Gehäuse, mit dessen Wandungen er in jeder Stellung einen dichten Abschluss bildet. Dadurch und vermöge der eigenthümlichen Form des Kolbens wird auf der einen Seite des letzteren ein luftverdünnter Raum hergestellt, der das Eintreten von Wasser in die Pumpe veranlasst. Ist die der Eintrittsöffnung zunächst liegende, durch den Kolben und einen Theil der Gehäusewandung gebildete Kammer mit Wasser gefüllt, so wird dasselbe durch den in Umdrehung befindlichen Kolben bis zu der gegenüberliegenden Austrittsöffnung geschoben und zum Austritt gezwungen, während auf der anderen Seite ein erneutes Ansaugen der Flüssigkeit stattfindet.


Fig. 1417—1418.

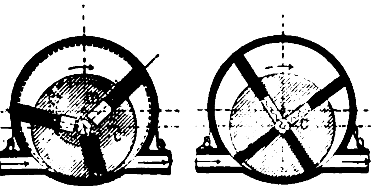
Die einfachste Anordnung von rotirenden Pumpen zeigen die sogenannten Excenter-Pumpen, deren allgemeine Anordnung durch die Fig. 1417—1418 dargestellt ist. In einem cylindrischen Gehäuse bewegt sich ein cylindrischer Kolben derart excentrisch, dass derselbe immer mit dem cylindrischen Gehäuse in Berührung bleibt, also auf dem ganzen Umfange des letzteren schleift, Fig. 1417. Zwischen Aus- und Einströmungsöffnung des Wassers ist nun ein Schieber angeordnet, welcher immer auf dem Kolben aufliegt und bei dessen Rotation also eine auf- und niederschwingende Bewegung ausführt. Es ist nun ersichtlich, dass bei Drehung des Kolbens in der Pfeilrichtung ein Ansaugen der Flüssigkeit auf der rechten Seite erfolgen muss, da auf derselben ein luftverdünnter Raum entsteht, während die auf der anderen Seite des Kolbens sich befindende Flüssigkeit zum Austritt gezwungen wird. Die in der Fig. 1418 gegebene Anordnung unterscheidet sich von der vorigen nur durch die Bildung des Schiebers s. Dieser besteht aus einem Stück mit einem Ringe, welcher concentrisch um das Excenter gelegt ist; bei Bewegung des letzteren gleitet der Schieber s in einem kleinen Cylinder, welcher derart drehbar gelagert ist, dass er an der schwingenden Bewegung des Schiebers theilnimmt und dadurch einen steten Abschluss desselben hervorruft.


Fig. 1419—1420.

Die Ausführung einer Excenterpumpe ist in den Fig. 1419—1420 dargestellt. Das cylindrische Gehäuse, in welchem sich der excentrische Kolben b bewegt, wird durch die Theile a und a_1 gebildet, deren innere Flächen genau an die Seitenflächen des Kolbens anschliessen. Letzterer sitzt auf einer Welle, welche in dem Gehäuse und einem kleinen Lagerbock gelagert ist und mittelst der Riemenscheibe h von einer Transmission aus in schnelle Umdrehung versetzt wird. Der Schieber wird hier durch eine Klappe k ersetzt, welche um eine Achse i drehbar ist und mit der Kante x immer auf dem Umfange des Kolbens aufliegt, auf diese Weise stets den freien Raum des Gehäuses in zwei Theile theilend. Bei Bewegung des Kolbens in der Pfeilrichtung wird durch das Saugrohr g_1 mittelst des Canals g Wasser angesaugt, während das auf der entgegengesetzten Seite sich befindende Wasser bei der Klappe k vorüber in den Raum c und durch das Druckrohr d weitergeführt wird. Für die Inbetriebsetzung wird die Pumpe durch den

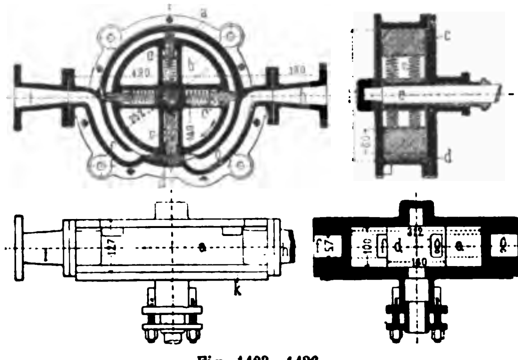
Trichter *e* und ein seitliches Rohr *r* mit Wasser gefüllt, worauf der Vorgang in eben beschriebener Weise stattfindet.

Eine zweite Anordnung des Kolbens ist in den Fig. 1421—1422 gezeichnet. Der Kolben *c* ist hier gleichfalls nicht im Mittelpunkt der Kapsel *a b* gelagert, dreht sich jedoch nicht wie vorher excentrisch, sondern ist centrisch um seine eigene Achse drehbar. Die Dichtung gegen die Wandungen des Gehäuses erfolgt durch 3 oder 4 Schieber oder Flügel, welche durch Federdruck stets nach aussen gedrängt werden und an ihren arbeitenden Kanten mit einer entsprechenden Liderung zu versehen sind.

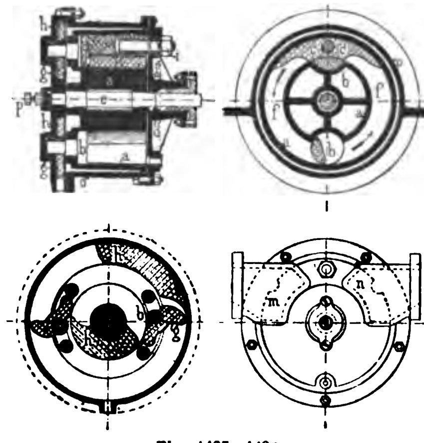

Fig. 1421—1422.

Wird der Kolben in dem Gehäuse centrisch gelagert, so muss zwischen Kolben und Gehäuse noch ein entsprechendes Abschlussstück eingeschaltet werden, auf welchem eine Kante des Kolbens stetig gleitet. Eine derartige Anordnung zeigt die in den Fig. 1423—1426 dargestellte Rotationspumpe.

Auf der Welle *e*, welche durch die Mitte des Gehäuses *a* geht, ist der Kolben *b* fest, in welchem sich vier rechteckige Schlitze befinden. In diesen Schlitzen sind messingene Schieber *c c* beweglich, welche auf je 2 Schraubenfedern derart elastisch gelagert sind, dass sie stets an die innere Wand des Gehäuses *a* gedrückt werden. Mit *d* ist das vorhin erwähnte Abschlussstück bezeichnet, welches aus Messing gefertigt und so hoch genommen ist, dass dasselbe in seiner Mitte den Kolben berührt. In der Höhe der Welle *e* an zwei gegenüberliegenden Seiten des Gehäuses münden die beiden Canäle *f* und *g*, deren Querschnitt rechteckig ist und welche im unteren Theile des Gehäuses in das Innere desselben eintreten. Die Stutzen *i* und *h* vermitteln den Uebergang des rechteckigen Querschnittes in den runden der Saug- resp. Druckleitung. Bei Drehung des Kolbens in der Pfeilrichtung wird durch den Canal *f* Wasser angesaugt, durch den Schieber nach der anderen Seite des Kolbens geführt und zum Austritt durch den Canal *g* und *h* veranlasst. Die Pumpe wird mittelst Kurbel oder Riemenscheiben betrieben und ist durch 4 Bolzen an einer Wand zu befestigen. Die Welle ist zweckmässig vor der Stopfbüchse noch einmal zu lagern.


Fig. 1423—1426.

Eine neuere Construction einer Rotationspumpe in der Ausführung der Gebr. Ritz & Schweizer in Gmünd ist in den Fig. 1427—1430 in drei Schnitten und einer Ansicht des Pumpenkörpers dargestellt. Es bezeichnet in denselben *e* die Antriebswelle. Mit dieser ist der Arbeitskolben *a* fest verbunden und bildet den concentrisch zu der Welle *e* gelegten, etwas konischen Arbeitsraum *f*. Innerhalb des letzteren befinden sich in dem Kolben zwei gleichfalls schwach konische Erweiterungen von kreisförmigem Querschnitt, welche zur Aufnahme der Wechsel *b b* bestimmt sind. Letztere sind in dem Körper *a* um Zapfen drehbar und erhalten bei Rotation des ersteren ihre entsprechenden Bewegungen durch Daumenstücke *g g*, welchen im Vorbeigleiten an den Führungstheilen *h h* (Fig. 1429) die jeweilig nothwendige Drehung ertheilt wird. *c* ist ein nach beiden Seiten im Arbeitsraum anliegendes und die Einströmungsöffnung von der Ausströmungsöffnung trennendes Aufhaltestück, welches durch den Zapfen *i* festgehalten wird. Die äussere Begrenzung des Pumpenkörpers wird durch den Cylinder *o* und den Verschlussdeckel *d* hergestellt. Eine Ansicht des letzteren giebt Fig. 1430 und es bezeichnen *m* und *n* die Ein- und Ausströmungsöffnungen. Die Schraube *p* dient zur Nachstellung des Arbeitskolbens, welcher in leichter Berührung mit dem Verschlussdeckel *d* gehalten wird. Die Wirkungsweise dieser Pumpe ist nun folgende: Wird der Arbeitscylinder *a* in der Pfeilrichtung in Drehung versetzt, so bildet sich, wenn der eine Wechsel das Aufhaltestück *c* passirt und durch die äussere Führung *g h* quer über den Arbeitsraum gestellt ist, Fig. 1428, vermöge der gleichzeitigen Stellung des zweiten Wechsels ein luftleerer Raum, in welchen durch *m* Flüssigkeit angesaugt wird; auf der anderen Seite wird die Flüssigkeit durch *n* weitergedrückt. Hat der obere Wechsel das Aufhaltestück *c* passirt, so wird der andere durch seine äussere Führung *g h* in eine Lage gebracht, die ihm das Vorbeikommen an *c* ermöglicht, und es löst derselbe so den vorerwähnten Wechsel in seiner Wirksamkeit ab. Diese Pumpen dienen zur Hebung dünn- wie dickflüssiger, kalter


Fig. 1427—1430.

wie heisser Substanzen und werden besonders in Bierbrauereien zur Wasserförderung, als Maischpumpen u. s. w. vielfach verwendet.

Es ist einleuchtend, dass bei den Rotationspumpen die Leistungsfähigkeit bei vermehrter Geschwindigkeit ganz bedeutend wächst, dass dieselbe aber auch durch stark abgenutzte, keinen dichten Abschluss mehr bewerkstelligende Kolben erheblich vermindert wird. Es ist im allgemeinen die durch eine Rotationspumpe bei jeder Umdrehung angesaugte und emporgedrückte Wassermenge bei vollkommenem Abschluss gleich dem Raume, welchen der rotirende Kolben (Excenter, rotirende Räder u. s. w.) von dem ganzen Gehäuseraume übrig lassen, dieselbe fällt aber oft infolge des unvollkommenen Abschliessens um 10—20% kleiner aus.

Gewöhnliche Handpumpen, die mit 50—60 Rotationen pro Minute arbeiten, saugen bis 5 m und fördern das Wasser auf gleiche Höhe. Werden dieselben jedoch mit grösserer Geschwindigkeit betrieben, so lässt sich auch das Maximum der Saug- und Druckhöhe — 8 bis 8,5 m — erreichen.

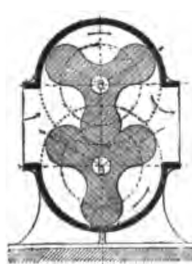


Fig. 1431.

Eine zweite Art der rotirenden Pumpen beruht auf dem Princip der Kapselräderwerke. Befindet sich in einem Rohre, welches mit seinem einen Ende in Wasser taucht, eine derartige Erweiterung angeordnet, dass von derselben zwei zusammenarbeitende Räder dicht umschlossen werden, so wird bei Drehung des einen Rades die Drehung des anderen in entgegengesetztem Sinne erfolgen, die Luft wird dadurch aus dem mit der Flüssigkeit communicirenden Rohre entfernt und die Flüssigkeit nach dem Radgehäuse gesaugt. Dieselbe wird sodann durch die Zähne der Räder längs des Umfanges des Gehäuses nach der anderen Seite desselben geführt und so in dem anderen Theile des Rohres fortgetrieben. Die Fig. 1431 verdeutlicht die Wirkungsweise eines derartigen Apparates und es ist die Drehrichtung der Räder und die Strömung der Flüssigkeit durch Pfeile angedeutet. Die Räder sind vollständig nach den Regeln des Eingriffes bei Zahnrädern construirt; die Drehung derselben bewirken zwei Stirnräder auf a und b. Das Förderquantum ist hier gleich dem Inhalt des Cylinderringes, welcher zwischen dem Zahnscheitelcylinder und dem Zahnfusscylinder oder Radboden eines Rades liegt (Zahnringcylinder).

Eine zweite Form eines derartigen Kapselwerkes ist in der Fig. 1432 gegeben, welche das Princip von Evrard's Pumpe darstellt. Die Curve $a\,b$ ist als eine verlängerte, diejenige $d\,e$ als eine gemeine Epicykloide construirt; die beiden Winkel α sind gleich. Das Förderquantum ist etwas kleiner, als der Zahnringcylinder des unteren Rades beträgt, da die in $a\,b$ enthaltene Flüssigkeit jedesmal wieder mit zurückgenommen wird.

Das Kapselwerk Fig. 1433 hat statt des zweigezahnten Rades ein solches mit 3 Zähnen, wobei sich die Umdrehungszahl des kleinen Rades zu der des grossen wie 3 : 1 verhält; es ist infolge dessen nur eine Zahnlücke erforderlich.

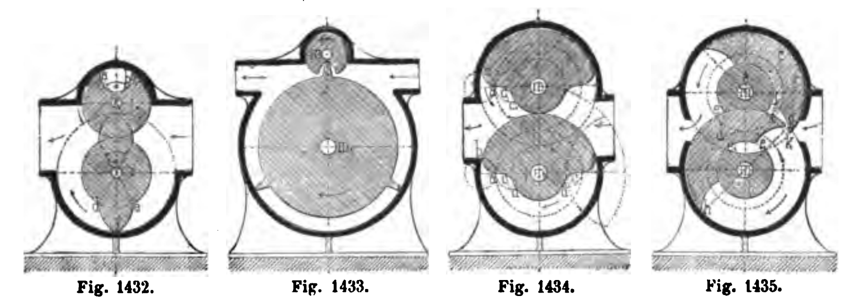


Fig. 1432. Fig. 1433. Fig. 1434. Fig. 1435.

Die Räder des Kapselwerkes von Lecocq-Repsold, Fig. 1434, besitzen nur einen Zahn. Die Curven $a\,b$ sind Hypocykloiden, diejenigen $c\,d$ sind Epicykloiden. Das Förderquantum ist gleich dem Volumen des durch Grundkreis und Kapselwand gebildeten Cylinderringes.

Fig. 1435 zeigt das Princip von Behrens-Dart's Pumpe. Um die Cylinder a und b rotiren zwei durch Epicykloiden begrenzte Cylinderringtheile c und d in entgegengesetztem Sinne. Die Drehung ist durch die Ausschnitte $e\,f$ und $e_1\,f_1$ ermöglicht, welche zugleich die Abschlussfläche zwischen beiden Körpern bilden. Das geförderte Flüssigkeitsvolumen ist wie vorhin gleich dem Zahnringcylinder.

Die letzterwähnten Pumpen, welche sich zur Wasserhebung der Kapselräder bedienen, zeichnen sich durch grosse Einfachheit aus. Dieselben bedürfen keiner Ventile, haben einen geringen Rauminhalt und darum leichte Transportfähigkeit und erfordern nur geringe Betriebskraft. Man hat dieselben darum auch mit Vortheil als Feuerspritzen verwendet und es sind mit denselben befriedigende Resultate erzielt worden.

C. Centrifugalpumpen.

Die Construction der Centrifugalpumpen beruht in gleicher Weise wie die der Centrifugalventilatoren auf der Benutzung der Centrifugalkraft für das Ansaugen und Fortdrücken der Flüssigkeit. Dieselbe wird einem in einem Gehäuse schnell rotirenden Schaufelrade in der Axe desselben zugeführt; die Centrifugalkraft treibt die Flüssigkeit nach dem Umfang des Schaufelrades resp. des Gehäuses und zwingt sie zum Austritt aus einer daselbst angebrachten Oeffnung. Um nun Wasser auf eine bestimmte Höhe zu fördern, muss durch das Rotiren des Rades der von der Wassersäule des Druckrohres herrührende Druck überwunden werden; es muss deshalb in allen Fällen die Umfangsgeschwindigkeit des Rades grösser sein als die der Förderhöhe entsprechende Endgeschwindigkeit $v = \sqrt{2gH}$, und es wird gewöhnlich angenommen $V = 1{,}25\sqrt{2gH}$ bis $1{,}45\sqrt{2gH}$, worin $g = 9{,}81$ m und H die ganze Förderhöhe in Metern bezeichnen. Infolge dieser bedeutenden Bewegung des Wassers im Rade u. s. w. entstehen Kraftverluste, die sich mehren, je höher das Wasser gehoben werden soll, und es wird deshalb 15 m als Maximalförderhöhe angesehen. Die Saughöhe darf 5 m nicht überschreiten.

Die Geschwindigkeit des Wassers in den Saugröhren kann betragen: $c = 1$ bis 1,6 m pro Secunde für $H =$ bis 8 m; $c = 1{,}6$ bis 2,35 m pro Secunde für $H =$ bis 15 m.

Der innere Durchmesser des Flügelrades ist gleich dem Saugrohrdurchmesser; sei dieser $= d$ und bezeichne Q das Wasserquantum pro Minute in Kubikmetern, so ist im allgemeinen $d = 2\sqrt{\frac{6\,Q}{\pi\sqrt{2gH}}}$.
Der äussere Flügelraddurchmesser sei gleich dem Zwei- bis Dreifachen des inneren Flügelraddurchmessers.

Die innere Radbreite beträgt ca. $1/4$ des inneren Raddurchmessers, die äussere Radbreite $1/2$ bis $1/3$ der inneren.

Die Anzahl der Schaufeln ist gewöhnlich gleich 6, bei grossen Pumpen mehr, bis 12, bei kleinen weniger bis auf 4 Schaufeln.

Der Kraftverbrauch beträgt in Pferdekräften $N = \varphi \frac{Q\,H}{75\,.\,60} \cdot 1000$; $\varphi = 1{,}4$ bis 2.

Für die an der äusseren Peripherie des Gehäuses stattfindende spiralförmige Erweiterung wachsen die Querschnitte gleichförmig bis zum Durchmesser $= 0{,}675\,d$, worauf sich dann das Rohr bei einer Länge von etwa 3 bis $4\,d$ bis zu einem Durchmesser $= d$ erweitert.

Der Nutzeffect der Centrifugalpumpen kann im Mittel zu 0,60 angenommen werden.

Wenngleich der Kraftverbrauch der Centrifugalpumpen bedeutender ist als der guter Kolbenpumpen, so haben dieselben ihrer grösseren Einfachheit und geringeren Anlagekosten wegen doch soviel Vorzüge, dass ihre Anwendung sich für sehr viele Fälle empfiehlt, im besonderen, wo es sich darum handelt, grössere Wassermengen auf geringere Höhen zu heben. Eine der älteren Constructionen von Centrifugalpumpen zeigt die

Centrifugalpumpe von Henschel, welche in den Fig. 1436 bis 1439 dargestellt ist. Das Gehäuse der Pumpe wird aus den zwei Theilen a und b gebildet, welche miteinander durch Flanschen verschraubt werden. a trägt einen starken Fuss c, mittelst dessen die ganze Pumpe an einer Wand oder Säule zu befestigen ist; durch b geht die Welle w, welche innerhalb des Gehäuses das Flügelrad trägt. Dieses besteht aus der Nabe n, welche in ihrer Mitte eine Scheibe trägt, an deren beiden Seiten 5 Schaufeln s angeordnet sind, deren Form durch Fig. 1437 verdeutlicht wird. Dieselben sind aus Kreisbogen zusammengesetzt, deren Mittelpunkte in der Figur angedeutet sind; die ganze Schaufel steht über einem Centriwinkel von 150 Grad.

Fig. 1436—1439.

Das Saugrohr theilt sich in dem Gehäuse derart in zwei Theile, dass der Eintritt des Wassers zu beiden Seiten des Flügelrades erfolgt; der Deckel b hat darum die entsprechende Gestalt erhalten. Das Wasser, welches nun durch die beiden in dem Gehäuse gebildeten Canäle axial in das Flügelrad eintritt, wird durch die Rotation des letzteren, welche in der Pfeilrichtung erfolgt, längs der Schaufeln nach dem inneren Umfange des Ge-

häuses getrieben und verlässt das letztere durch das Rohr *d*, an welches sich die Steigrohre anschliessen. Am unteren Theile von *a* befindet sich die Flansche *g* für den Anschluss der Saugrohrleitung.

Da bei der vorhandenen Umfangsgeschwindigkeit das Schaufelrad nicht die Luftverdünnung im Saugrohre erzeugen kann, welche zum Heben der Wassersäule nöthig ist, muss das Pumpengehäuse sowie das Saugrohr vor der Ingangsetzung der Pumpe mit Wasser gefüllt werden. Zu diesem Zwecke befindet sich auf dem Pumpengehäuse eine Füllöffnung, die mit einer abgedichteten Schraube verschlossen wird, und ist das Saugrohr an seinem unteren Ende mit einem Fussventil versehen. Diese Vorrichtungen sind selbstverständlich überflüssig, wenn die Pumpe so tief steht, dass Saugrohre gar nicht vorhanden sind.

Centrifugalpumpe von Bernay. Dieselbe wird durch die Fig. 1440—1445 dargestellt. Das Gehäuse der Pumpe besteht aus zwei Theilen *a* und a_1, die durch Flanschen miteinander verbunden werden. In demselben liegt das Rad *c*, welches mittelst Nabe auf der Welle *w* befestigt ist. An der Nabe befinden sich die sechs Schaufeln *s*, deren Form aus der Fig. 1443 hervorgeht, welche letztere einen Schnitt durch das Schaufelrad darstellt. Nach aussen sind die Schaufeln durch die Kränze *e* und e_1 verbunden, an deren äusserer Seite sich je zwei ringförmige Flächen befinden, welche abgedreht werden und gegen entsprechende ringförmige Rippen *r* des Gehäuses gepasst sind, sodass also die Räume *g g*, welche zwischen dem Rade und dem Gehäuse der Pumpe verbleiben, von dem Wasser abgeschlossen sind. In diesen herrscht also kein Wasserdruck und es kommt die Reibung zwischen den Seitenwänden und dem Wasser in Wegfall, was besonders bei grösseren Druckhöhen vortheilhaft zur Geltung kommt und den Wirkungsgrad dieser Pumpen merklich erhöht.

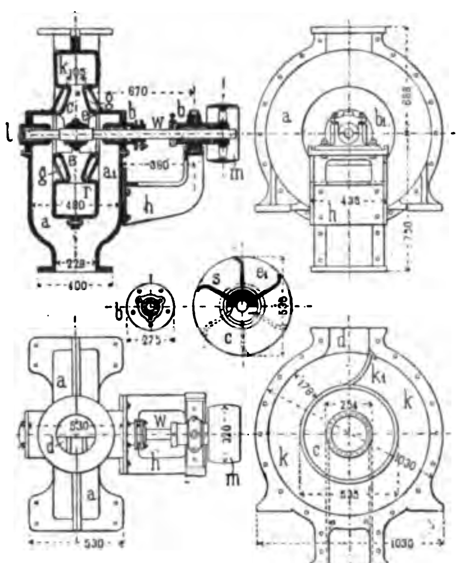


Fig. 1440—1445.

Um das Rad herum ist in dem Gehäuse das Rohr *k* von rechteckigem Querschnitt angeordnet, in welches das Wasser von dem rotirenden Rade *c* geworfen wird und aus welchem es durch *d* in das Steigrohr eintritt. Damit dieser Austritt bei *d* erfolgen muss, ist der Raum *k* durch die Scheidewand k_1 so abgetheilt, dass das Wasser verhindert wird, einen Kreislauf um das Rad auszuführen. Die Welle *w* ist in zwei Büchsen *b* gelagert, welche sich in den Deckeln *a* und a_1 befinden; an a_1 ist eine Console *h* geschraubt, um die Welle noch einmal ausserhalb in b_1 zu lagern, woselbst die Antriebsriemenscheibe *m* angeordnet ist.

Die **Centrifugalpumpe von Gwynne** ist in den Fig. 1446—1447 angegeben. Die Constructionen von Gwynne und Bernay zeigen viel Aehnlichkeit miteinander und es sind die gleichartigen Theile mit den gleichen Buchstaben bezeichnet; erstere unterscheidet sich von der Bernay'schen Centrifugalpumpe im wesentlichen nur dadurch, dass das Schaufelrad *c*, bei welchem der Wassereintritt wieder von beiden Seiten aus erfolgt, frei in dem Raume *k* arbeitet. Dieser umschliesst hier das Schaufelrad derart excentrisch, dass die Anbringung einer Scheidewand k_1 unnöthig ist und der Wasseraustritt selbstthätig bei *d* erfolgt. Die nach dem System Gwynne von der Firma Gwynne & Co. in London erbauten Pumpen zeigen im übrigen sehr günstige Constructionsverhältnisse; dieselben verbinden eine grosse Leistungsfähigkeit mit Leichtigkeit und Dauerhaftigkeit und sollen einen Nutzeffect von 0,75 bis 0,8 gewähren.

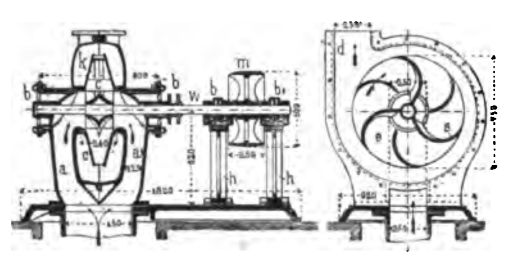


Fig. 1446—1447.

Centrifugalpumpe von Neut und Dumont. Dieselbe ist in den Fig. 1448—1451 in zwei Querschnitten, Ober- und Seitenansicht gezeichnet. Der Wassereintritt in das Schaufelrad *c* geschieht auch hier von beiden Seiten, doch erfolgt der Anschluss des Saugrohres nicht unterhalb des Gehäuses, sondern seitlich bei *u*. Das Gehäuse ist in ähnlicher Weise wie bei den vorigen Constructionen aus zwei Theilen *a* und a_1 zusammengesetzt. Das Rad, Fig. 1449, hat 12 gekrümmte Schaufeln *s* von geringer Höhe; die beiden Radkränze, welche durch vier hohle Arme *r* gestützt werden, sind ebenfalls gebogen und treten nach dem Umfang zu immer näher zusammen; Druck- und Saugraum werden durch genau abgedrehte Flächen des Gehäuses und des Rades voneinander getrennt.

Ein häufiger Uebelstand der Centrifugalpumpen ist das reichliche Eintreten von Luft durch die Stopfbüchsen; dieselbe sammelt sich oben im Druckraume an und kann, wenn kein Entweichen stattfindet, die Wirkung der Pumpe ganz unterbrechen. Zur Verhinderung dieses Uebelstandes dient das Rohr *v*, welches

den Druckraum mit der Stopfbüchse verbindet, wodurch stets Wasser in die letztere gepresst und das Eindringen von Luft verhindert wird.

Vorstehende Pumpe liefert bei 425 Touren pro Minute und 7 m Förderhöhe 262 Liter Wasser pro Secunde. In sehr vielen Fällen erweist sich die schräge Anordnung des Wassereintrittsrohres in das Pumpengehäuse, wie dieses durch die Fig. 1453—1454 verdeutlicht wird, für den Anschluss der Saugrohrleitung als vortheilhafter. Ein solcher Fall findet z. B. auch bei der Anordnung statt, welche durch die Fig. 1452 veranschaulicht wird, indem dadurch eine zu starke Krümmung der Saugrohrleitung vermieden wird. Dieselbe ist in der Figur mit *a* bezeichnet und trägt an ihrem Ende einen Saugkorb, in dessen oberem Theile gleichzeitig das Fussventil angebracht ist. *c* ist die Centrifugalpumpe, deren Betrieb von der Transmissionswelle *e* aus durch die Vorgelegewelle *f* und die Riemenscheibe *g* erfolgt. *b* ist das Steigrohr, durch welches das Wasser bis zu der Höhe des Gefässes *d* gefördert wird.

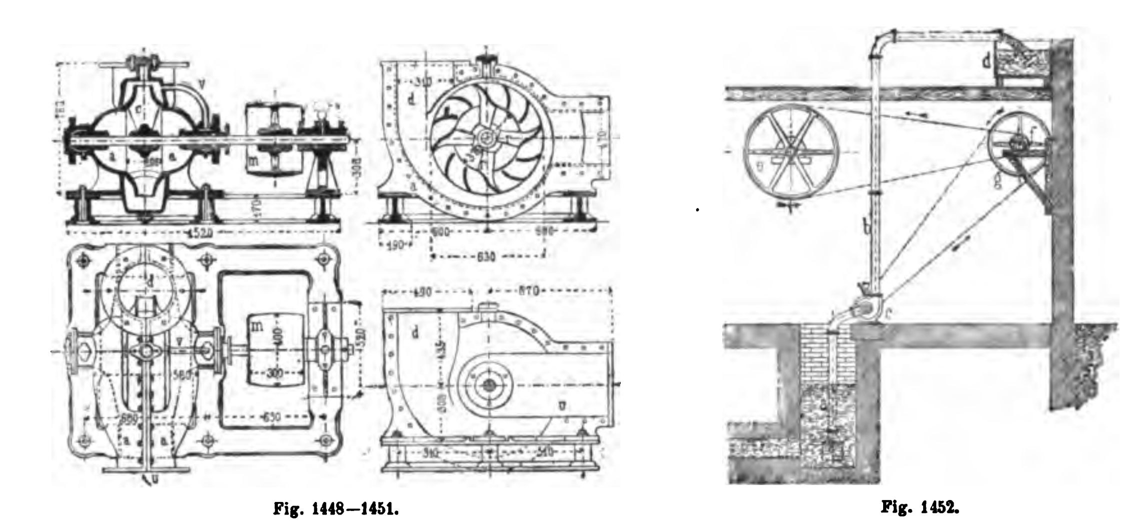


Fig. 1448—1451. Fig. 1452.

In der nächstfolgenden Tabelle sind die Dimensionen, Leistungen und Gewichte der Centrifugalpumpen nach den Ausführungen von Neut & Dumont angegeben, wobei sich die einzelnen Dimensionsbezeichnungen auf die in den Fig. 1453—1454 angegebenen Bezeichnungen beziehen. *A* ist der Winkel, welchen das Wassereintrittsrohr mit der Horizontalen bildet.

Tabelle über Dimensionen, Leistungen und Gewichte der Centrifugalpumpen von Neut & Dumont in Paris.

Nummer der Pumpe	Förder-quantum pro Min. in Hektolitern	Kraftbedarf für 1 Meter Förderhöhe, HP	Gewicht kg	Rohrdimensionen in mm		Riemenscheiben in mm		Winkel *A* in Graden	Durchm. des Schaufelrades mm	Hauptdimensionen in mm								
				O	*B*	*D*	*L*			*C*	*E*	*F*	*G*	*H*	*N*	*J*	*K*	*M*
1	2—3	0,125	102	55	140	110	110	22½	180	700	270	105	415	100	190	203	43	353
2	4—6	0,20	134	75	180	130	140	„	225	740	320	114	435	120	225	237	50	420
2 a	4—6	0,20	105	55	140	150	140	„	250	710	320	125	415	150	215	240	45	420
3	6—8	0,25	170	75	180	170	150	„	250	850	370	130	490	150	250	260	50	460
4	10—12	0,40	230	100	215	180	190	20	250	990	420	165	590	130	280	290	65	490
4 a	10—12	0,40	240	100	215	200	190	22½	330	990	420	165	590	163	320	330	65	575
5	12—15	0,50	260	125	240	200	190	20	280	990	420	165	590	170	320	325	65	565
6	15—20	0,60	300	125	240	220	200	22½	330	1070	455	195	630	165	320	340	70	580
7	20—25	0,75	365	150	280	250	200	15	330	1090	460	200	625	180	350	350	70	600
8	25—35	1,00	530	175	325	280	250	22½	375	1270	530	215	730	208	400	395	70	690
9	35—45	1,20	620	175	325	320	280	„	420	1435	610	250	815	240	450	430	70	750
9 a	30—40	1,00	615	150	280	320	280	30	480	1450	620	270	825	330	500	490	70	870
10	50—60	1,75	735	200	350	320	280	20	500	1435	610	250	815	295	500	500	70	885
11	70—80	2,25	975	225	375	370	300	22½	500	1540	700	280	890	293	550	510	85	875
12	90—100	2,75	1025	250	400	370	300	15	500	1820	800	325	1043	280	550	500	80	900
13	120—150	4,00	1280	300	450	400	350	25	600	1820	800	325	1042	295	650	620	80	1050

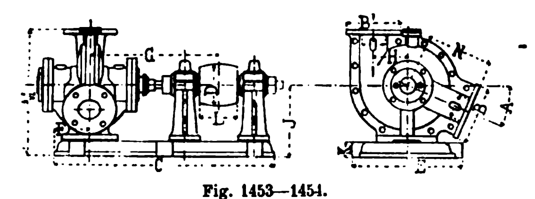


Fig. 1453—1454.

Die Pumpen No. 2a, 4a und 9a haben etwas grössere Schaufeldurchmesser als die gewöhnlichen Modelle, gehen somit etwas weniger schnell als diese und sind darum vorzuziehen, wenn die Förderhöhe mehr als 10 m beträgt. Die Umdrehungszahlen der angeführten Centrifugalpumpen in Bezug auf die Förderhöhen sind in der nächstfolgenden Tabelle enthalten.

Tabelle über die Umdrehungszahlen pro Minute der Centrifugalpumpen von Neut & Dumont in Paris.

Nummern der Pumpen	Gesammtförderhöhe in Metern														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	580	820	1010	1155	1290	1415	1525	1635	1730	1825	1915	2000	2080	2160	2235
2	474	667	820	942	1054	1153	1247	1334	1415	1491	1564	1633	1700	1762	1822
2a, 3, 4	415	587	720	830	930	1010	1095	1175	1250	1320	1385	1445	1500	1550	1600
5	370	523	645	740	828	906	979	1047	1110	1170	1228	1282	1335	1386	1435
4a, 6, 7	314	445	545	625	700	770	835	895	950	1000	1045	1090	1134	1176	1216
8	274	390	478	550	613	670	725	775	822	868	910	950	988	1025	1060
9	247	350	430	494	552	605	653	700	740	780	820	855	890	923	955
9a, 10, 11, 12	208	291	361	410	465	508	548	588	622	656	688	718	748	775	800
13	172	244	300	346	385	420	453	485	516	546	573	599	624	648	670

Centrifugalpumpe von Fink. Dieselbe ist in den Fig. 1455—1457 dargestellt und ist gleichfalls mit doppeltem Zufluss construirt. Die Zuflussrohre bilden zugleich die Füsse der Pumpe und bestehen mit den beiden Hälften a und a_1 des Gehäuses aus einem Stück. Das Flügelrad wird durch die Scheibe s gebildet, welche auf beiden Seiten sechs spiralförmig gelegene Schaufeln s_1 trägt, deren Form durch Fig. 1456, welche eine Ansicht des Rades darstellt, verdeutlicht wird. Die gezeichnete Pumpe ist zum Heben von 900 l Wasser pro Minute auf 15 m Höhe construirt worden.

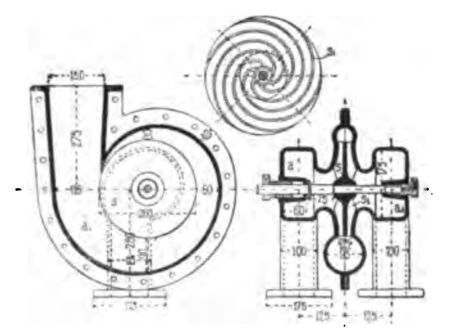


Fig. 1455—1457.

Centrifugalpumpe von Schramm. Diese in den Fig. 1458 bis 1459 gezeichnete Centrifugalpumpe ist mit nur einseitigem Wassereinlauf versehen. Das Pumpengehäuse besteht aus zwei Theilen, von welchen der mit einer Fussplatte versehene Theil das Saugrohr trägt, während der andere den Deckel mit der Stopfbüchse für die durchgehende Radwelle enthält. Die Form des excentrisch zu dem Schaufelrade stehenden Gehäuses entspricht annähernd einer Kreisevolvente. Die stählerne Radwelle ist im Saugrohrstück in einer Rothmetallbüchse gelagert, welche durch eine Druckschraube in der Richtung der Wellenaxe verschoben werden kann und gegen Drehung mittelst einer Stellschraube gesichert ist. Eine zweite Lagerung erfährt die Welle zunächst der Riemenscheibe durch ein Bocklager mit besonders langen Bronzeschalen. Der Abstand des Lagers von der Stopfbüchse ist so gross genommen, dass bequem eine neue Liderung in letztere eingelegt werden kann. Ein vor dem Bocklager auf der Welle befindlicher Stellring verhindert eine Verschiebung derselben nach aussen. Das Schaufelrad besteht aus zwei convergirenden Wänden, zwischen welche sechs gekrümmte Schaufeln eingefügt sind. Es kann dasselbe aus einem Stück bestehen; besser ist es jedoch zweitheilig herzustellen, was den Vorzug hat, dass die Schaufeln nachgearbeitet und alle inneren Flächen geglättet werden können, wodurch der Effect der Pumpe weniger von der Reibung des Wassers beeinträchtigt wird. Hier ist das Schaufelrad so getheilt, dass die Wand

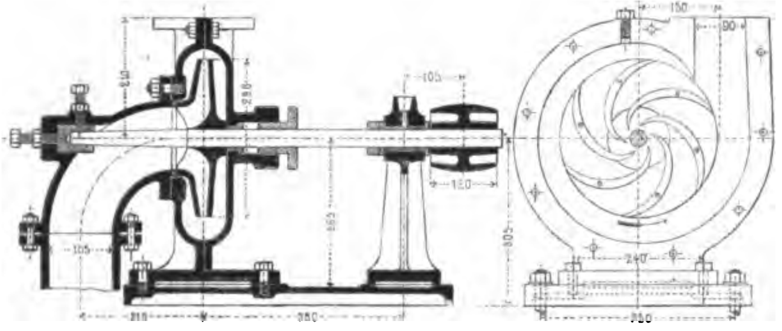


Fig. 1458—1459.

mit der Nabe die Flügel trägt und auf letztere die zweite Wand wie ein Deckel aufgeschraubt wird. Die Stärke der Schaufeln in der Mitte ist durch die zur Befestigung des Raddeckels nöthigen Schrauben bedingt.

In nachstehender Tabelle ist die besprochene Pumpe als No. 4 aufgeführt. Aus derselben ist zu ersehen, wie die Leistung der Centrifugalpumpen mit der Förderhöhe wächst und welche Betriebskraft hierbei nöthig ist.

Tabelle über Leistung und Kraftverbrauch der Centrifugalpumpen von Schramm.

No. der Pumpe	Förderhöhe = 2,5 m			5 m			10 m			15 m			Durchmesser		Riemenscheibe	
	Liter pro Minute	Pferdekraft	Anzahl der Umdrehungen pro Minute	Liter pro Minute	Pferdekraft	Anzahl der Umdrehungen pro Minute	Liter pro Minute	Pferdekraft	Anzahl der Umdrehungen pro Minute	Liter pro Minute	Pferdekraft	Anzahl der Umdrehungen pro Minute	Saugrohr	Druckrohr	Durchmesser	Breite
1	180	0,15	1020	250	0.42	1450	360	1,20	2040	400	2,20	2500	52	40	100	90
2	240	0,20	910	350	0,54	1300	480	1,60	1830	600	2,80	2190	70	60	100	90
3	300	0,25	800	430	0,72	1150	600	2,00	1600	850	3,70	1950	95	75	120	100
4	480	0,40	630	680	1,14	880	960	3,20	1260	1200	5,80	1520	105	85	120	110
5	720	0.60	500	1020	1,70	710	1440	4,80	1000	1800	8,80	1220	130	105	170	120
6	1080	0,90	420	1520	2,55	690	2160	7,20	840	2750	13,20	1040	170	125	200	135
7	1600	1,30	360	2270	3,80	520	3200	10,70	720	3900	19,50	900	200	150	240	150
8	2150	1,70	320	3050	5,10	450	4300	13,70	640	5200	26,20	770	230	180	290	170
9	2750	2,30	280	3900	6,50	370	5500	18,30	560	6700	33,30	680	270	215	340	190
10	3380	2,80	250	4800	8,00	360	6750	22,50	510	8350	41,20	620	310	255	400	220

Die durch die Fig. 1460—1463 veranschaulichte Centrifugalpumpe zeigt keine principiellen Abweichungen von der eben besprochenen Pumpe. Der Wassereinlauf findet hier ebenfalls von einer Seite und axial zur Schaufelwelle statt. Das Rad r bildet mit den Schaufeln ein Stück, ist ohne Deckel ausgeführt und läuft fliegend in dem Gehäuse, sodass die bei der vorigen Pumpe angebrachte Lagerung wegfällt. Die eine Hälfte des Gehäuses a_1 ist mit dem Fundament und dem Wellenlager aus einem Stück gegossen; durch die Stellringe q wird die Welle richtig eingestellt und vor Verschiebung geschützt. Die Schaufelcurve bildet am Fusspunkte mit der Tangente des inneren Schlusskreises einen Winkel von 46° und schneidet die Tangente des Radumfanges unter einem Winkel von 23°.

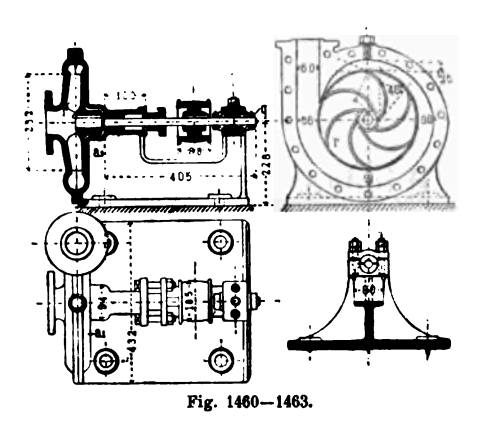


Fig. 1460—1463.

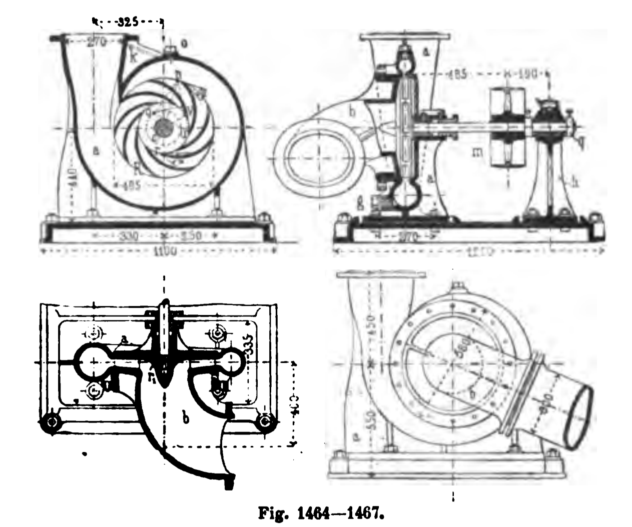


Fig. 1464—1467.

Centrifugalpumpe von Grove. Dieselbe wird durch die Fig. 1464—1467 dargestellt und kann im allgemeinen als eine den jetzigen Erfahrungen entsprechend construirte Pumpe bezeichnet werden; sie ist für eine Wassermenge von 0,1 cbm pro Sec. und 6 m Förderhöhe bestimmt.

Das Rad wird in einem Stück gegossen und zwar bei grösseren Rädern aus Gusseisen, bei kleineren aus Bronze. Die Abstände der beiden Radkränze stehen im umgekehrten Verhältnisse zu den Radien an den betreffenden Stellen, sodass der Durchgangsquerschnitt des Wassers stets derselbe bleibt; die Schaufeln sollen so construirt sein, dass der Eintrittsquerschnitt in den Austrittsquerschnitt ohne zwischenliegende Verengungen oder Erweiterungen und ohne plötzliche Aenderung in der Bewegungsrichtung übergeht. Die spitzen Winkel α und β, unter welchen die Schaufeln den inneren resp. äusseren Umfang des Rades

schneiden, betragen $\alpha = 22^0$ und $\beta = 17^0$. Eine entsprechende Schaufelkrümmung ergiebt sich auf folgende Weise: Man beschreibe die beiden Kreise R und r, deren Radien meist im Verhältniss 2 : 1 stehen, ziehe von einem äusseren Schaufeltheilpunkte n die Gerade $n\,o$ unter dem Winkel β gegen den Radius $n\,c$, ferner den Radius $c\,v$ unter dem Winkel $\alpha + \beta$ gegen $n\,c$, verbinde n mit v und verlängere diese Linie bis zu dem Schnittpunkte u mit dem inneren Radkreise. Errichtet man nun im Halbirungspunkte von $n\,u$ eine Senkrechte, so giebt deren Schnittpunkt o mit der Geraden $n\,o$ den Krümmungsmittelpunkt der Schaufel. Auf dem punktirten Kreise o liegen mithin die Krümmungsmittelpunkte sämmtlicher Schaufeln.

Zur genauen Einstellung des Rades dienen die Stellringe q. Das Leitgehäuse, welches aus den beiden Theilen a und b besteht, hat einen kreisförmigen Querschnitt, welcher gleichmässig wie die aus dem Rade zufliessende Wassermenge wachsen und allmählich in den Querschnitt des Druckrohres übergehen muss. Mit dem wegnehmbaren Deckel b der Pumpe ist das Einlaufstück des Saugrohres zusammengegossen, wodurch bei Abnahme des Deckels auch das Saugrohr weggenommen werden muss. Dieser Uebelstand liesse sich leicht durch Anbringung des Saugrohres auf der anderen Seite beseitigen, dabei würde aber die Lagerung der Welle nicht so einfach und der Einlauf nicht frei von Hindernissen in der Bewegung des Wassers ausfallen.

Beim Ansaugen wird die Pumpe durch die im Scheitel des Gehäuses angebrachte Oeffnung e mit Wasser gefüllt; gelangt die Pumpe ausser Dienst, so kann das zurückbleibende Wasser durch die Oeffnung g entfernt werden. Damit sich keine Luft im Pumpengehäuse ansammeln kann, ist ein kleiner Canal k von der höchsten Stelle des Gehäuses nach dem Druckrohre geführt.

Die Centrifugalpumpen erreichen nicht den Wirkungsgrad guter Kolbenpumpen, doch haben sie diesen gegenüber den Vorzug sehr viel geringerer Anlagekosten und grösserer Einfachheit; ihr Gang wird durch unreines Wasser nicht so leicht gestört wie der der Kolbenpumpen; grössere Centrifugalpumpen lassen sogar kleine Steine ohne Schaden durch. Auch macht die Anwendung der Centrifugalpumpen oft die Anlage eines Reservoirs überflüssig, da man von jedem Punkte des Druckrohres Abzweigungen machen kann, die beliebig geöffnet und geschlossen werden können, sodass die Pumpe immer nur soviel Wasser liefert, als gebraucht wird, und leer arbeitet, wenn alle Abflüsse geschlossen sind. Allerdings ist damit der Nachtheil verbunden, dass die Pumpe in diesem Falle für den grössten Wasserverbrauch construirt sein muss, während bei Anlage eines Reservoirs sich die Grösse der Pumpe nach dem Durchschnittsverbrauche richtet.

Die Centrifugalpumpen eignen sich wegen ihrer bedeutenden quantitativen Leistung auch als Feuerspritzen in Fabrikanlagen oder bei Dampfspritzen, wobei an verschiedenen Stellen der Druckrohrleitung mehrere Schläuche gleichzeitig angebracht und beliebig in oder ausser Thätigkeit gesetzt werden können.

Für grössere Entwässerungsanlagen wendet man auch sehr grosse, meist einseitig und horizontal liegend construirte Centrifugalpumpen an, wobei die Aufstellung derselben so zu erfolgen hat, dass durch einen mit einer Schütze verschliessbaren Canal das Wasser zugeführt und die ganze Pumpe unter Wasser gesetzt werden kann.

D. Der hydraulische Widder.

Mit dem Namen **hydraulischer Widder** oder **Stossheber** bezeichnet man eine einfache und nützliche Wasserhebemaschine, mittelst deren mit Benutzung eines kleinen Gefälles nicht unbeträchtliche Förderhöhen erreicht werden können. Die Wirkung des hydraulischen Widders beruht im allgemeinen auf dem Grundsatze, dass die in einem Rohre anfangs aufgehaltene und dann wieder ihrem freien Laufe überlassene Flüssigkeit ihre ganze Schnelligkeit nicht sogleich, sondern erst nach einer gewissen Zeit erhält. Umgekehrt findet dies in derselben Weise statt; wenn man eine Flüssigkeit in einem Rohre im Laufe hemmt, so erstreckt sich diese Hemmung nicht in demselben Momente auf die ganze Ausdehnung der in dem Rohre enthaltenen Flüssigkeit, sondern es bedarf dazu erst einiger Zeit, welche von der Länge des Rohres und der Flüssigkeitsmenge abhängt. Diese Rückwirkung wird durch die Elasticität der Materie und des Metalles noch begünstigt und beim hydraulischen Widder durch einen mit demselben verbundenen Windkessel vermehrt.

Zur Verdeutlichung der Wirkungsweise des hydraulischen Widders diene Fig. 1468. Es sei a ein vorhandenes Wasserreservoir (Teich, Bach, Fluss u. s. w.) und b die Leitungsröhre, durch welche das Wasser dem hydraulischen Widder zugeführt wird. Die Haupttheile desselben sind d das Sperrventil, c das Steigventil, w der Windkessel und s das Steigrohr. Befindet sich der Apparat in Ruhe, so wird derselbe sich durch das Rohr b bis zu der Gefällhöhe h mit Wasser füllen und es findet vollständiges Gleichgewicht statt, indem das sich nach innen öffnende Sperrventil d durch den Wasserdruck auf seinen Sitz gepresst wird, während das Ventil c sich vermöge seines Eigenwichtes wieder geschlossen hat.

Stösst man nun von aussen das Sperrventil d auf, so fliesst hier eine Quantität Wasser aus dem Apparat und das Wasser in dem Zuflussrohre b kommt in Bewegung. Hat dasselbe eine gewisse Geschwindigkeit erreicht, so schliesst der Wasserdruck das Sperrventil wieder, die in dem ganzen Rohre in Bewegung gerathene Wassermenge kommt jedoch vermöge ihres Beharrungsvermögens nicht plötzlich zur Ruhe, sondern stösst das Steigventil c auf und es tritt eine Quantität Wasser durch dasselbe in den Windkessel und das Steigrohr ein. Das Wasser in dem letzteren erhebt sich demgemäss über das Niveau von a.

Wiederholt man jetzt das Aufstossen des Sperrventiles von aussen, so erneuert sich das soeben besprochene Spiel des Apparates und es wird, wenn jenes mehreremal in entsprechenden gleichen Abschnitten geschieht, das Wasser in der Steigröhre immer höher sich erheben, bis es einen Stand hat, bei dem das Oeffnen des Sperrventiles selbstthätig geschieht.

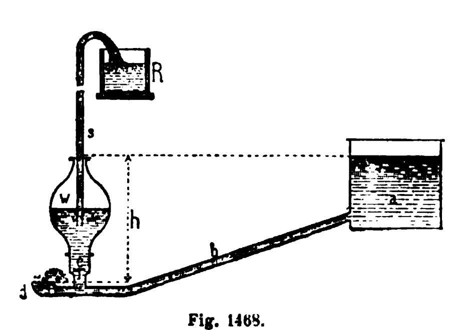


Fig. 1468.

Der ununterbrochene selbstthätige Gang des hydraulischen Widders ist durch das selbstthätige Oeffnen des Sperrventiles bedingt. Die Ursache dieser selbstthätigen Wirkungsweise ist die Reaction der Wassersäule in dem Steigrohre s auf die Wassermasse in dem Zuflussrohre b, wenn bei geöffnetem Steigventil Wasser in den Windkessel und das Steigrohr eingetreten ist. Noch ehe sich das Ventil c schliessen kann, findet diese Reaction während eines kurzen Momentes statt, wobei sogar die Wassermasse in dem Rohre b eine kleine Rückwärtsbewegung annimmt, durch welche der Druck auf das Sperrventil für kurze Zeit aufgehoben wird und dasselbe vermöge seines Gewichtes und des äusseren Luftdruckes sich öffnen kann. Ist die Wassersäule in dem Steigrohre so hoch gestiegen, dass die Reaction kräftig genug ist, diese Rückwärtsbewegung und damit das Oeffnen des Sperrventiles zu veranlassen, so wird von diesem Augenblick an der Gang des Widders ein ununterbrochen selbstthätiger sein. Um den Gang des hydraulischen Widders abzustellen, hat man nur nöthig, das Sperrventil eine Zeit lang im gehobenen Zustande zu erhalten.

Die besten Versuche über die Leistungen des Stosshebers sind von Eytelwein angestellt. Aus diesen Versuchen geht hervor, dass der Wirkungsgrad dieses Apparates immer mehr abnimmt, je grösser bei gegebenen natürlichen Gefällen H die Förderhöhe h ist. In nachstehender Tabelle, worin Q die verbrauchte und q die geförderte Wassermenge bezeichnet, sind die Resultate dieser Versuche auszugsweise wiedergegeben.

Der Wirkungsgrad η berechnet sich nach der Formel

$$\eta = \frac{gh}{QH} = 1{,}42 - 0{,}28\sqrt{\frac{h}{H}}.$$

Im weiteren hat Eytelwein folgende Regeln für die Constructionen der Stossheber aus seinen Versuchen abgeleitet:

a) Die Weite der Steigröhre ist von untergeordnetem Einfluss auf die Wirkung der Maschine.

b) Der Sperrmündung ist derselbe Querschnitt zu geben wie dem Leitungsrohre.

c) Das Gewicht des Sperrventiles ist möglichst klein, nur der erforderlichen Festigkeit gemäss zu machen. Sperr- und Saugventil müssen möglichst nahe aneinander stehen.

Tabelle über Leistung und Wirkungsgrad des hydraulischen Widders.

Zahl der Hübe des Sperrventiles	Gefälle in Metern H	Förderhöhe in Metern h	Wassermenge pro Minute in Kubikmetern Q	q	Wirkungsgrad η Versuch	Rechnung
66	3,066	8,017	0,0484	0.0154	0,90	0,97
54	3,099	9.86	0,0635	0,01742	0,873	0,92
45	2.661	11,78	0,0498	0,00952	0,845	0,84
36	1,843	11,78	0,0404	0.00478	0,754	0,71
26	1,386	9,86	0,0238	0,00225	0,672	0,67
17	0,915	9,81	0,0491	0,00218	0,473	0,51
14	0,758	11,78	0.0548	0,00100	0,284	0,32
10	0,601	11,78	0,0466	0,00041	0,181	0,18

d) Der Windkessel, welcher die Erschütterungen des Wasserstosses vermindert und so zur Erhaltung der Maschine und zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit derselben beiträgt, ist wenigstens so gross zu machen, dass sein Fassungsraum gleich dem des Steigrohres ist.

Das Verhältniss zwischen dem gehobenen und dabei verlorenen Wasser (arbeitenden Wasser) ist abhängig von der Höhe des Zuflusspunktes über dem Widder und der Höhe des Punktes, auf welchen das Wasser zu heben ist; auch hat die Länge des Druckrohres einigen Einfluss auf die Grösse der geförderten Wassermenge. Man hat hydraulische Widder für Distanzen bis 800 m bei gleichzeitiger Förderung auf Höhen von 30—60 m angewendet und es haben dieselben sehr zufriedenstellende Resultate ergeben.

Im allgemeinen kann man annehmen, dass der siebente Theil der abgeführten Wasserquantität auf eine Höhe über dem Niveau des Widders gefördert wird, welche fünfmal grösser ist als das arbeitende Gefälle, oder es wird der vierzehnte Theil der abgezogenen Wassermenge auf die zehnfache Gefällhöhe gefördert. Es werden somit, wenn der Widder unter einem etwa 3 m betragenden Gefälle

aufgestellt ist, von je 7 Liter Wasser, die aus der Quelle gezogen sind, 1 Liter 15 m hoch oder 1/2 Liter 30 m hoch getrieben; oder bei 6 m Gefälle werden von je 14 Litern abgeführten Wassers 1 Liter 60 m hoch gehoben u. s. w. in dem gleichen Verhältniss je nach der jeweiligen Grösse von Gefälle und Förderhöhe.

Wird ein grösseres Quantum Wasser verlangt, als die gewöhnlichen Widder zu fördern vermögen, so ist es besser, mehrere kleinere als einen verhältnissmässig sehr grossen Widder anzuwenden. Mehrere Widder können zusammen in ein Steigrohr arbeiten, wenn jeder ein separates Triebrohr hat.

Wenn ein genügendes Quantum Wasser mit einem gegebenen Gefälle gefördert wird, so ist es nicht rathsam, dieses Gefälle zu vermehren, da in diesem Falle durch vermehrte Abnutzung die Haltbarkeit des hydraulischen Widders beeinträchtigt wird.

In der folgenden Tabelle sind die Rohrdimensionen und Gewichte der von der Firma W. & B. Douglas in Middletown gebauten hydraulischen Widder angegeben.

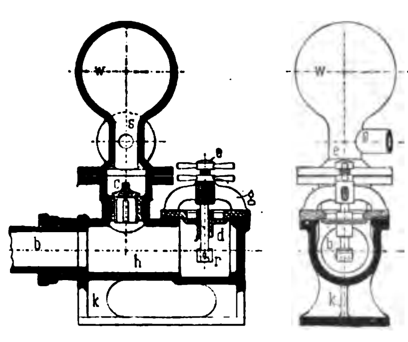


Fig. 1469—1470.

Tabelle über Rohrdimensionen und Gewichte des hydraulischen Widders.

Grössen No.	Der Quelle entnommene Wassermenge pro Minute Liter	Länge des Triebrohres m	Rohrdurchmesser Triebrohr mm	Rohrdurchmesser Steigrohr mm	Gewicht ca. kg
2	4—9	7,625—15,25	19	10	9,98
3	9—18		25	13	13,15
4	13—30		32	13	15,87
5	27—63		51	19	26,94
6	54—112		63	25	56,69
7	90—180		70	32	97,81
10	112—335		101	51	317,48

In den Fig. 1469—1470 ist die Einrichtung eines hydraulischen Widders gezeichnet; *b* ist hier das Triebrohr, welches sich in den Körper *h* einsetzt. *c* bezeichnet das Steigventil, durch welches die Flüssigkeit in den Windkessel *w* eintritt, um durch das Steigrohr *s* weitergeführt zu werden. *d* ist das Sperrventil und es wird dessen Sitz durch den Körper *g* gebildet. Das Ventil ist so schwer, dass es, wenn das Wasser in der Rohrleitung ruhig steht, von seinem Sitze bis auf den am Führungsstift befindlichen Ring *r* hinabfällt. Der Führungsstift *e* ist oben mit Gewinde und Gegenmutter versehen und ist mittelst derselben derart verstellbar, dass der Ventilteller je nach Bedarf mehr oder weniger tief fällt, wodurch die Hübe verlängert oder verkürzt werden können und der Stosseffect auf die gewünschte Grösse zu bringen ist.

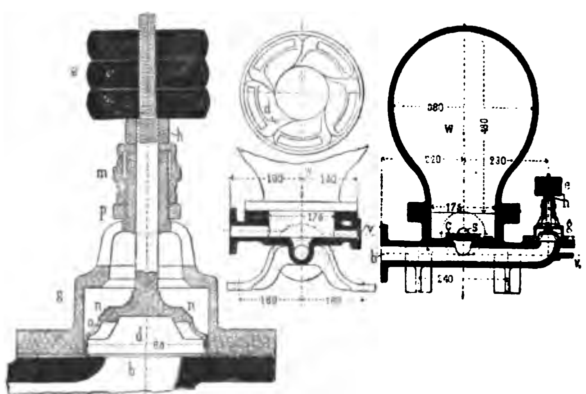


Fig. 1471—1474.

Eine zweite Anordnung des hydraulischen Widders ist in den Fig. 1471—1474 gegeben. *c* ist das als Klappenventil ausgeführte Steigventil und *s* das Steigrohr. Eigenthümlich ist die Construction des Sperrventiles *g*, welches in den Fig. 1471 und 1472 in grösserem Maasstabe im Durchschnitt und in unterer Ansicht gezeichnet ist; *n n* sind die Sitzflächen desselben. Der Gang des Widders richtet sich nach dem Hube sowie der Belastung des letzteren Ventiles und kann derselbe ganz nach Belieben schnell oder langsam arbeiten; bei schnellem Gange sind der Hub sowie die Belastung des Ventiles gering, bei langsamem Gange sind dieselben zu steigern. Die Belastung kann mittelst aufgelegter Gewichte *e*, der Hub durch die Mutter *h* regulirt werden, wobei man in allen Fällen Sorge zu tragen hat, dass die Mutter beim Niedergang des Ventiles zur Auflage kommt und nicht das Ventil selbst.

Bezüglich der vortheilhaftesten Geschwindigkeit des Ganges ist die Erfahrung am besten maassgebend; nur ist zu bemerken, dass ein vortheilhafteres Arbeiten des Widders bei höherem Hube und grösserer Belastung des Saugventiles, also bei geringerer Geschwindigkeit des letzteren umsomehr stattfindet, als im umgekehrten Falle der Fördereffect des Wassers einestheils ein geringerer, anderentheils der Verschleiss des Sperrventils ein grösserer wird.

Das Betriebswasser findet seinen Ausgang durch die Oeffnungen *o* und es dreht sich dabei das Ventil durch die in demselben angebrachten versetzten Flügel *d* continuirlich, um eine gleichmässige Abnutzung der Dichtungsflächen *n* zu bewirken, sowie etwaige mit dem Wasser mitgezogene Sandkörnchen, die sich möglicherweise zwischen die Dichtungsflächen setzen könnten, herauszudrehen. Befürchtet man bei

starkem Frostwetter ein Einfrieren der Röhren, so kann man das Wasser sowohl aus dem Windkessel als aus dem Zuleitungsrohre leicht durch die Oeffnungen $v\, v_1$ entfernen. Die vortheilhafteste Hubzahl, wie sie dem ausgeführten Beispiel zu grunde liegt, beträgt 120 pro Minute.

Im allgemeinen sind die hydraulischen Widder recht practische Wasserfördermaschinen für solche Fälle, wo ein der gewünschten Hubhöhe entsprechendes Gefälle vorhanden ist, und findet man sie meistens zu Bewässerungszwecken sowie auch zur Wasserförderung nach Wirthschaftshöfen, Fabriken u. s. w. angewendet. Die Kosten der Anlage stehen nicht nur hinter denen einer Pumpenanlage bedeutend zurück, der hydraulische Widder erspart auch die bei jeder Pumpenanlage erforderliche Bedienung, da er nach richtiger Inbetriebsetzung vollständig selbstthätig arbeitet.

E. Injectoren.

Die Wirkungsweise der Injectoren oder Dampfstrahlpumpen beruht auf der bekannten Thatsache, dass ein Strahl, welcher mit einer gewissen Kraft durch eine Flüssigkeit hindurchgeht, einen Theil der letzteren mit sich reisst. Lässt man gespannten Dampf durch eine konische Düse treten, welche von einem weitereren Rohre umgeben ist, das mit einem Wasserbehälter in Verbindung steht, so wird durch die Geschwindigkeit des aus der Düse ausströmenden Dampfes und vermöge einer sofort eintretenden theilweisen Condensation desselben in dem weiteren Rohre ein luftverdünnter Raum hergestellt, welcher ein Ansaugen der Flüssigkeit veranlasst. Ist das Wasser in das die Düse umgebende Rohr gelangt, so wird demselben durch den Dampfstrahl diejenige Geschwindigkeit mitgetheilt, deren es bedarf, um den entgegenstehenden Druck (Kesselspannung, Wassersäule u. s. w.) zu überwinden. Der Dampf wird dabei von dem Wasser condensirt und theilt seine Wärme (mit Ausnahme eines geringen Theiles, der von den Rohrwandungen aufgenommen wird und dadurch verloren geht) demselben mit. Das Bewegungsmoment des Dampfes vertheilt sich also auf die zu Wasser condensirte Masse des Dampfes und auf die Masse des von ihm fortgetriebenen Wassers; diese zweifache Masse überwindet den entgegenstehenden Druck und kommt nun in ununterbrochenem Strahle zum Ausfluss.

Die Injectoren haben sich seit ihrem Bekanntwerden im Jahre 1857 besonders als Speisevorrichtungen für Dampfkessel mit grosser Schnelligkeit verbreitet, da sich dieselben ihrem Wesen nach ganz besonders für diesen Zweck eignen. Was die mechanische Arbeitsleistung des Dampfes in der Strahlpumpe anlangt, so ist dieselbe allerdings geringer als die der gewöhnlichen Dampfkesselspeisepumpen. Für die Praxis ist jedoch ein Verlust an Arbeitsvermögen des Dampfes nebensächlich, sobald die Temperatur des geförderten Wassers von Wichtigkeit ist. Dies ist ganz besonders bei der Speisung der Dampfkessel, ausserdem aber noch in manchen besonderen Industrieen, in Badeanstalten, Färbereien u. s. w. der Fall.

Beinahe sämmtliche Wärme, welche zur Bildung des Dampfes erforderlich war, wird dem geförderten Wasser unmittelbar wieder zugeführt; der Injector fördert darum unter allen Umständen nur warmes Wasser, mag ihm dasselbe auch noch so kalt zur Beförderung übergeben werden. Wie nachtheilig aber eine Speisung mit kaltem Wasser z. B. auf die Haltbarkeit der Dampfkessel wirkt und welche Schwierigkeit es macht, in solchem Falle die Dampfspannung gleichmässig hoch zu halten, ist bekannt.

Die Dampfstrahlpumpe gestattet auch die Benutzung von warmem Speisewasser bis zu einer gewissen Grenze. Die Nothwendigkeit einer solchen Grenze ergiebt sich aus dem Umstande, dass der Vorgang bei der Thätigkeit des Injectors wesentlich auf der Condensation des Dampfes beruht und dass darum eine der wichtigsten Bedingungen für die günstige Wirkung des Injectors darin besteht, dass das zugeführte Wasser sowohl seiner Menge als auch seiner Temperatur nach zur vollständigen Condensation des Dampfes genüge. Je niedriger die Dampfspannung im Kessel ist, um so höher darf das Speisewasser vorgewärmt sein; im allgemeinen darf man annehmen, dass bei Kesseln, welche mit 3—4 At Ueberdruck arbeiten, das Speisewasser eine Temperatur von 50° C. haben und die Temperaturerhöhung im grossen Durchschnitt auf 40—50° C. geschätzt werden darf.

Die Injectoren haben noch den Vortheil, dass sie an ganz beliebiger Stelle in der Nähe des Kessels angebracht werden können und die Wirkung derselben von gar keinem Mechanismus, weder eigenem noch fremdem, abhängig ist. Ihre Anschaffungs-, Aufstellungs- und Unterhaltungskosten sind geringer als bei irgend einer anderen Pumpe und Betriebsstörungen kommen bei Anwendung derselben fast nie vor.

Wo es sich beim Abteufen von Schachten, beim Betriebe von Strecken u. s. w. darum handelt, Wasser für die Dauer weniger Wochen zu heben und sich darum die Anschaffung, der Einbau und Betrieb besonderer Pumpen nicht lohnt, oder deren Aufstellung durch die Oertlichkeit unmöglich ist, werden die Injectoren oft als willkommenes Aushilfsmittel verwendet.

Im Laufe der verhältnissmässig kurzen Zeit, die seit der Erfindung der Dampfstrahlpumpe verflossen ist, hat dieselbe vielfache Verbesserungen, namentlich Vereinfachungen, erfahren, welche besonders

dann angezeigt sind, wenn der Apparat nicht zu saugen hat. So haben sich zwei verschiedene Gattungen, nämlich die der saugenden und die der nicht saugenden Injectoren ausgebildet.

Injector von Giffard. Die zuerst von Giffard angegebene Dampfstrahlpumpe war saugend und es ist ein nach diesem System construirter Injector in der Fig. 1475 zur Anschauung gebracht. Derselbe besteht aus einem metallenen Rohre, welches mit zwei Seitenrohren *g* und *m* versehen ist. Auf dieses Rohr setzt sich ein metallenes Kniestück, an welches sich die Dampfleitung *a* anschliesst, welche durch den eingeschalteten Hahn *b* abgeschlossen werden kann. Zwischen diesem Kniestück und dem Injectorkörper wird eine Düse *c* festgehalten, aus welcher bei geöffnetem Hahn *b* ein starker Dampfstrahl in das Innere des Injectors tritt. Die Düse ist mittelst einer Metallspindel *d*, welche nach unten in eine konische Spitze endigt und oben durch eine Stopfbüchse gedichtet ist, mehr oder weniger verschliessbar, indem die Spindel mit flachgängigem Gewinde versehen ist und ihre Vor- und Rückwärtsbewegung durch eine kleine Handkurbel geschehen kann. Nach seinem Austritt aus *c* gelangt der Dampf in eine andere, die erstere theilweise umschliessende Düse *e*, welche mit ihrer weiteren Oeffnung über die Spitze der Düse *c* greift. Hierdurch entsteht ein ringförmiger Raum zwischen diesen beiden Metallkörpern, welcher dadurch vergrössert oder verkleinert werden kann, dass man den unteren Theil des Körpers *e*, welcher mittelst Schraubengewinde und der Kurbel *k* in dem Injectorkörper beweglich ist, der Düse *c* nähert oder von derselben entfernt. Letztere befindet sich in der Kammer, in welche das Wasserzuführungs- resp. Saugrohr *g* einmündet, das aus einem tiefer stehenden Speisewasserbassin sich füllt. Beim Austritt aus dem Dampfraume erleidet der Dampf sofort durch Abkühlung eine theilweise Condensation, durch welche eine das Wasser ansaugende Luftverdünnung erfolgt. Die Condensation des Dampfes ist, da das Wasser sofort zutritt, in ausserordentlich kurzer Zeit eine ganz vollkommene, sodass nunmehr aus dem engeren Theile der Düse *e* ein kräftiger Wasserstrahl austritt, welchen eine zweite sich derselben bis auf einige Millimeter Entfernung nähernde Rohrmündung, die von demselben Körper *e* gebildet wird, aufnimmt. Das Wasser tritt jetzt durch entsprechende Oeffnungen aus dem unteren Theile von *e* in das äussere Rohr und verlässt dasselbe durch *m*, indem es das Ventil *v* hebt und durch das Rohr *n* weitergedrückt wird. Der Apparat arbeitet jetzt, wenn der Wasserzutritt durch die Kurbel *k* regulirt ist, ununterbrochen und ohne irgendwelche während seiner Thätigkeit bewegte Theile zu besitzen, fort. Seine Abstellung erfolgt am besten durch bloses Schliessen des Hahnes *b*. Zur Abführung des bei Inbetriebsetzung anfänglich sich ausscheidenden Condensationswassers und desjenigen Wassers, welches bei nicht übereinstimmender Dampf- und Wasserzuführung nicht mitgenommen wird, dient das Rohr *h*, welches durch einen Hahn mittelst des Hebels *i* verschliessbar ist.

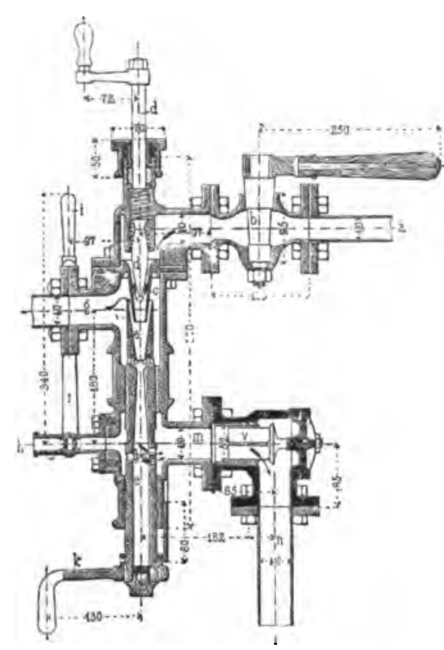


Fig. 1475.

Die späteren Verbesserungen an den Dampfstrahlpumpen bezweckten besonders eine Vereinfachung in den beweglichen und verstellbaren Theilen, sowie die Beseitigung der Dichtungen, innerhalb deren sich der Cylinder *e* in dem Injectorkörper bewegte. Ferner suchte man die Nothwendigkeit der Beweglichkeit dieses Theiles überhaupt zu vermeiden. Eine nach diesen Gesichtspunkten wesentlich vervollkommnete Construction zeigt der folgende

Injector, System Blancke, welcher in der Fig. 1476 dargestellt ist. Das Düsensystem dieses Injectors ist ein unverstellbar feststehendes und es ist daher jede innere Packung vermieden. Es zeichnet sich also dieser Injector dadurch aus, dass die vorher nothwendige Regulirung des Dampf- sowie des Wasserzuflusses durch die alleinige Regulirung des Dampfzuflusses ersetzt worden ist. Letztere geschieht mittelst der Spindel *e*, welche durch das Handrad *b* bewegt wird; *a* ist das Dampfventil zum Anschluss des Dampfrohres, *c* ist der Anschlusstutzen für das Saugrohr, *g* ist das Speiseventil für den Anschluss der Speiseleitung des Dampfkessels. Das in der vorigen Figur mit *h* bezeichnete sogenannte Abfall-(Sabber-)Rohr ist hier gleichfalls *h* genannt. Letzteres ist mit Gasgewinde versehen, um das Ableitungsrohr einschrauben zu können.

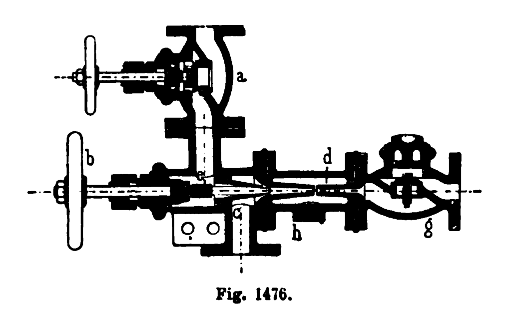


Fig. 1476.

Die Form der dritten Düse *d*, von welcher der aus der vorhergehenden Düse austretende heisse Wasserstrahl aufgenommen wird, ist durch die Form des letzteren bedingt. Derselbe erleidet an dieser

Stelle eine so starke Contraction, dass der Querschnitt an der engsten Stelle des Auffangemundstücks ein verhältnissmässig kleiner sein muss.

Den Dampf entnimmt man vom höchsten Punkte des Kessels, um möglichst trockenen Dampf zu haben. Soll der Injector arbeiten, so öffnet man zuerst das Dampfventil *a* und dreht die Spindel *e* etwas heraus, damit das im Dampfrohr etwa stehende Condensationswasser abfliessen kann. Ist alles Condensationswasser entfernt, so tritt Dampf durch die Dampfdüse und es erfolgt ein Ansaugen von Wasser, welches sich durch einen eigenthümlich schlagenden Ton und den Abfluss von Wasser am Sabberrohr bemerklich macht. Man dreht darauf die Spindel so weit heraus, bis am Sabberrohr kein Wasser mehr abläuft und das dem Injector eigenthümliche Geräusch das Arbeiten desselben anzeigt.

Die Aufstellung des Injectors erfolgt in möglichster Nähe des Kessels; die Saughöhe nimmt man im allgemeinen nicht grösser als 1 m; für hohen Dampfdruck kann sie etwas höher, für niedrigen Druck muss sie niedriger sein. Vortheilhaft ist es, das Saugrohr mit einem Fussventil zu versehen.

Injector, System Schau. Dieser in der Fig. 1477 dargestellte Injector zeigt eine gleichartige Einrichtung wie der im Vorhergehenden beschriebene, entbehrt jedoch der Spindel für die genaue Regulirung des Dampfzutrittes und ist deshalb nicht saugend; es muss darum diesem Injector das Wasser von oben, also aus einem höher gelegenen Reservoir zugeführt werden. *a* ist das Dampfventil zum Anschluss des Dampfrohres, *d* das Wasserregulirventil zum Anschluss der Wasserleitung, *g* das Speiseventil; das Sabberventil ist seitlich oberhalb der letzten Düse angeordnet. Soll der Injector arbeiten, so öffnet man zuerst das Dampfventil ein wenig, damit das etwa im Dampfrohr stehende Condensationswasser abfliessen kann. Ist dasselbe entfernt, so schliesst man das Dampfventil wieder und öffnet das Wasserventil, giebt dann allmählich Dampf, bis der Injector arbeitet, und regulirt schliesslich den Wasserzufluss so lange, bis am Sabberventil kein Wasser mehr abfällt. In der Regel wird der Injector bei hohem Dampfdruck mit ganz geöffnetem Wasserventil, aber mit nur zum Theil geöffnetem Dampfventil arbeiten, bei niederem Dampfdruck dagegen mit ganz geöffnetem Dampfventil und mit nur zum Theil geöffnetem Wasserventil.

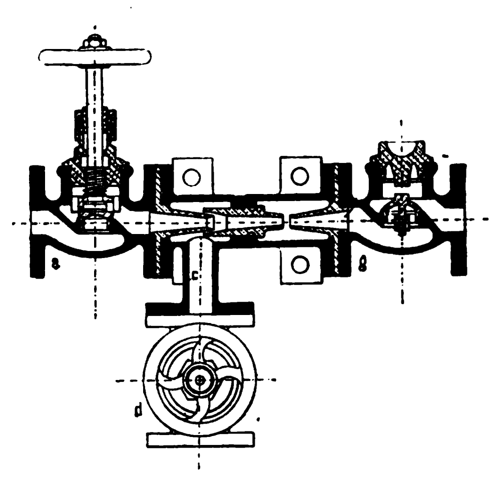


Fig. 1477.

Injector, System Friedmann, Fig. 1478—1479. Derselbe gehört gleichfalls zu den nicht saugenden Injectoren und ist bezüglich seiner Construction und Handhabung ähnlich dem vorherbeschriebenen Injector. Derselbe ist ausser mit der Düse *e* noch mit einer zweiten Wasserdüse versehen, welche durch den Körper *d* gebildet wird und durch welche ein grösserer Nutzeffect erzielt werden soll. *g* ist die Dampfdüse und *c* das Auffangemundstück; der Wasseraustritt erfolgt durch das Speiseventil bei *a*. Der Hahn *b* dient zur Entfernung des über dem Teller des Speiseventiles, also im Speiserohre stehen gebliebenen Wassers, während der andere Hahn *h* die Entfernung des unter dem Speiseventil stehen gebliebenen Wassers gestattet; durch den Rohransatz *n* erfolgt der Wasserzutritt, welcher mittelst des Hahnes *k* regulirt wird. Das Ventil, welches als Luft- resp. Ueberlauf-(Sabber-)Ventil dient, ist mit *i* bezeichnet. Sowohl die Injectoren nach System Schau als die nach System Friedmann finden sich meist für locomobile Kessel, Locomotiven u. s. w. angewendet.

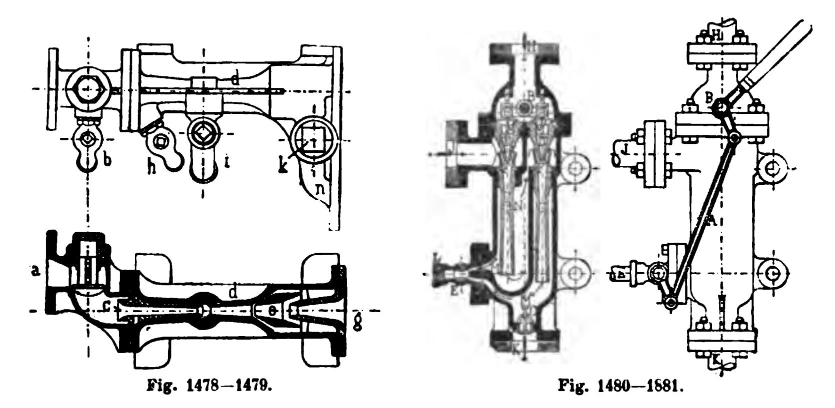


Fig. 1478—1479.

Fig. 1480—1581.

Universal-Injector von Körting. Derselbe ist in den Fig. 1480—1481 im Querschnitt und in der Ansicht gezeichnet und besteht aus zwei nebeneinander liegenden Injectoren, welche derart miteinander in Verbindung stehen, dass der Druckraum des ersten Injectors mit dem Condensationsraum des zweiten communicirt. Der Universalinjector von Körting gehört zu den saugenden Injectoren und es hat der erste der nebeneinander liegenden Injectoren die Aufgabe, das Wasser anzusaugen und unter einem gewissen Drucke dem zweiten zuzuführen, welcher dasselbe dann unter entsprechender Druckvermehrung in den

Kessel treibt. Der Vorgang hierbei ist folgender: Durch eine geringe Bewegung des in der Ansicht Fig. 1481 sichtbaren Handhebels und somit der Stange A wird durch den excentrischen Zapfen B der Balken O angehoben, welcher das kleine und deshalb wenig belastete Ventil V seinerseits wieder hebt. Der dann von H her durch die Düse D eintretende Dampf erzeugt ein Vacuum und bewirkt dadurch ein sofortiges Ansaugen des Wassers, welches durch J in den Apparat und durch die Druckdüse F, den Canal M und den Anlasshahn E bei L so lange ins Freie tritt, bis das Ventil V vollständig geöffnet und durch die gleichzeitige theilweise Drehung des Hahnes E der Canal M geschlossen ist, sodass jetzt das Wasser durch den Rückgangscanal N, die Druckdüse F und den Canal M^1 ins Freie gelangt. Nach vollständiger Oeffnung des Ventiles V wird durch eine fortgesetzte Hebelbewegung der Balken O gezwungen, auf der entgegengesetzten Seite sich ebenfalls zu heben und das grosse Ventil V^1 zu öffnen; die Hauptbetriebskraft tritt nun durch die Dampfdüse D^1 zu dem in F^1 vorhandenen Wasser und treibt es noch so lange ins Freie, bis durch langsame Weiterbewegung des Hebels endlich auch das Ventil V^1 vollständig geöffnet und der Hahn E ganz geschlossen ist; dann endlich hebt das Wasser das Speiseventil C und geht durch das Druckrohr K in den Kessel.

Es wurde oben schon auseinandergesetzt, dass eine vollständige Condensation des Betriebsdampfes durch das Wasser erforderlich ist, wenn der Injector richtig functioniren soll; hieraus folgt, dass die Temperatur in dem Mischungsraume des Dampfes mit dem Wasser nicht über den Siedepunkt des Wassers bei dem in diesem Raume herrschenden Drucke hinausgehen darf. Je höher dieser Druck, um so höher darf die Temperatur sein und umgekehrt. Derselbe wird durch den ersten Apparat hervorgebracht, in welchem nur ca. $^1/_3$ des gesammten Betriebsdampfes auf das Wasser wirkt.

Die Temperaturzunahme, welche das Wasser durch den Betriebsdampf bei Körting's Universal-injector erfährt, beträgt wie bei den anderen Injectoren ca. 50° C. unter Voraussetzung hoher Kesselspannung. In dem ersten Apparat beträgt aber hier nach Obigem die Temperaturerhöhung $^{50}/_3 = 17°$ C., und die Wärme des zufliessenden Wassers kann 73° C. betragen, damit die zulässige Temperatur von 90° im Mischungsraum nicht überschritten werde; das Wasser besitzt nach dem Verlassen des ersten Injectors einen so grossen Druck, dass es im zweiten Apparate die noch hinzutretende Dampfmenge bequem condensiren kann, ohne den diesem Drucke entsprechenden Siedepunkt zu überschreiten.

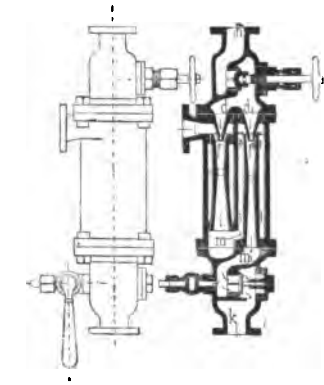
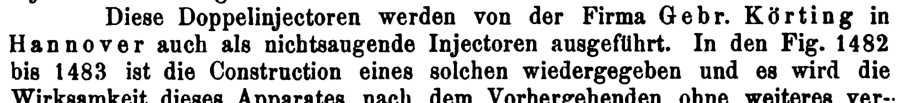
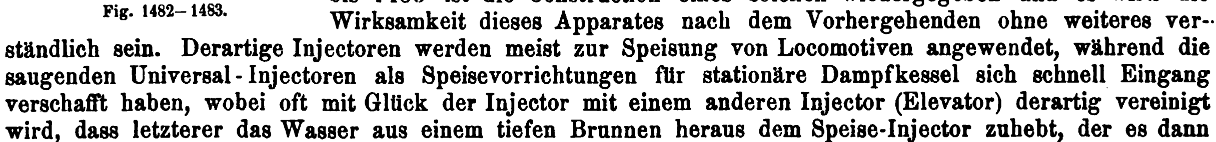


Fig. 1482—1483.

Wie vorhin beschrieben, functionirt der erste Apparat zuerst allein. Bei demselben ist die Dampfdüsenmündung weitaus kleiner als die Mündung der Condensationsdüse. Der Apparat wird also eine vorzügliche Saugwirkung äussern, die man leicht dadurch, dass man den Düsen die richtigen Verhältnisse, Längen und Formen giebt, auf das Maximum der durch den Dampfstrahl überhaupt erzielbaren Saugwirkung bringen kann, was bei den anderen Systemen sich nicht ausführen lässt. Darin ist begründet, dass sich mit dem Körting'schen Doppel-Injector eine Saughöhe von 6—7 m erreichen lässt.



Diese Doppelinjectoren werden von der Firma Gebr. Körting in Hannover auch als nichtsaugende Injectoren ausgeführt. In den Fig. 1482 bis 1483 ist die Construction eines solchen wiedergegeben und es wird die Wirksamkeit dieses Apparates nach dem Vorhergehenden ohne weiteres verständlich sein. Derartige Injectoren werden meist zur Speisung von Locomotiven angewendet, während die saugenden Universal-Injectoren als Speisevorrichtungen für stationäre Dampfkessel sich schnell Eingang verschafft haben, wobei oft mit Glück der Injector mit einem anderen Injector (Elevator) derartig vereinigt wird, dass letzterer das Wasser aus einem tiefen Brunnen heraus dem Speise-Injector zuhebt, der es dann in den Kessel fördert.



F. Pulsometer.

Die Idee, Wasser durch directe Einwirkung des Wasserdampfes zu heben, ist schon im Jahre 1698 durch den Capitain Thomas Savery, wenn auch in sehr unvollkommener Weise, zur Ausführung gebracht worden. Erst in neuerer Zeit (etwa 1871) ist es dem Amerikaner Henry Hall gelungen, eine Form der Dampfvacuumpumpen zu finden, mit welcher in der Praxis bemerkenswerthe Resultate zu erzielen waren; der Apparat wurde Pulsometer genannt und erfuhr in kurzer Zeit eine derartige Vervollkommnung, dass er schon heute eine sehr grosse Verbreitung gefunden hat und sich für gewisse Zwecke in sehr vortheilhafter Weise verwenden lässt.

In den Fig. 1484—1486 ist der Hall'sche Pulsometer in drei Durchschnitten gezeichnet; derselbe besteht aus zwei flaschenförmigen, nebeneinander liegenden Kammern a und b, welche durch ihre

konisch zulaufenden Hälse miteinander verbunden sind und in den gemeinsamen Dampfventilkasten einmünden, durch welches der Dampf eintritt. Das Dampfventil selbst wird durch eine Bronzekugel *k* gebildet. Dieselbe findet ihren Sitz an den Hälsen der beiden Pumpräume, für welche sie abwechselnd den Abschluss bildet, indem sie bei diesem Wechsel über einen zwischen den beiden Ventilsitzen befindlichen Sattel hinwegrollt, dessen Breite bei den verschiedenen Ausführungen des gezeichneten Pulsometers zwischen 3 und 10 mm variirt; die Kugel selbst hat dementsprechend bei diesem Pulsometer 40—50 mm Durchmesser, sodass die Durchlassöffnung in beiden Fällen sehr klein, hier an der höchsten Stelle des geöffneten Ventilsitzes 3—5 mm bleibt.

Von oben ist in das Dampfventilgehäuse eine Rothgussmutter und in diese ein Gasrohr als Dampfleitung eingeschraubt. Die erstere zeigt unten einen Kugelsitz, welcher bestimmt ist, die Kugel aufzufangen, wenn dieselbe etwa nach oben geschleudert wird. Die Kammern *a* und *b* stehen unten durch einen verticalen Saugcanal *d* in Verbindung und zwar durch je eine kreisförmige Oeffnung, in der ein Saugventil *e* sitzt. *c* ist eine zwischen den beiden Hälsen angebrachte Vacuumkammer, welche gleichfalls mit *d* verbunden ist und in ihrem oberen Theile Luft enthält. Die letztere bietet einen elastischen Widerstand gegen den Stoss des Wassers, wenn dasselbe zur Füllung des Vacuum in *a* oder *b* aufsteigt und es wirkt auf diese Weise *c* als Saugwindkessel.

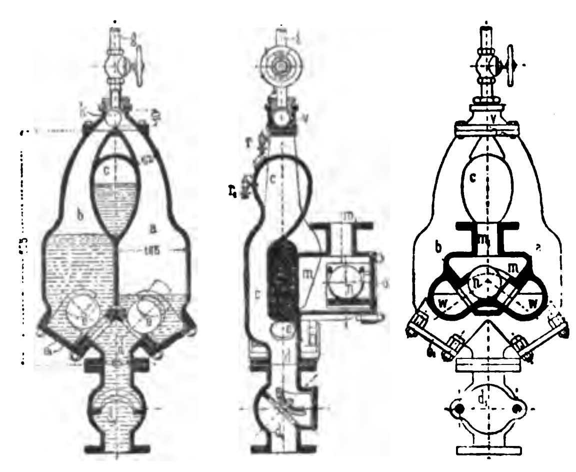


Fig. 1484—1486.

Die Saugventile sind in dem gezeichneten Pulsometer Kugelventile, welche in den Pumpräumen auf eingeschobenen Gussplatten ihren Sitz finden und durch die mit den Deckeln e_1 verschlossenen Fahrlöcher zugänglich sind. Die Führung für die Ventilkugeln bilden je zwei halbkreisförmige Bogenstücke, welche an den Fahrlochdeckel angegossen sind und die Kugel beim Oeffnen auffangen. Wenig höher als die Saugventile verbinden zwei Canäle *w*, welche durch die hinteren Wände der Pumpräume hindurchgehen, diese mit einem an die Rückseite des Pulsometers angegossenen Druckventilkasten *m*. Der obere Theil des Druckkastens *m* ist gegen die Canäle *w w* durch geneigte Wände abgeschlossen, in welchen sich kreisförmige Oeffnungen an die Sitze der Druckventile anschliessen. Bei denselben bildet eine Kugel *n* abwechselnd den Abschluss, welche in zwei bogenförmigen Lehnen geführt wird. Der Druckventilkasten ist an der hinteren Seite mit einem Verschlussdeckel *o* abgeschlossen, mit welchem die Ventilsitze und Führungstheile aus einem Stück bestehen; m_1 ist der Druckrohrstutzen.

In den oberen Theil der Hälse der Pumpräume sind Saugventile *r* eingeschraubt und ebenso trägt die Vacuumkammer *c* ein kleines selbstthätiges Rückdruckventil r_1, welches, sobald ein theilweises Vacuum geschaffen ist, sich hebt und bei jeder Pulsation ein kleines Luftquantum eintreten lässt. Der Hub dieses Ventiles und dadurch das in die Kammer einzulassende Luftquantum kann durch eine kleine Mutter regulirt werden. Unter dem Saugrohrstutzen wird noch ein zweites Saugventil d_1 angebracht, welches stets als Gummiklappenventil mit einem Rothgusstern ausgeführt ist und welches dazu bestimmt ist, alles Wasser, welches einmal in den Saugwindkessel eindrang, am Rückfallen zu hindern und auch ein schnelles Ablaufen des angesaugten Wassers aus dem Pulsometer und den Rohrleitungen zu verhüten.

Der Pulsometer arbeitet nun folgendermaassen: Der einströmende Dampf tritt je nach der Lage des Ventiles *k* in eine der beiden Kammern *a* und *b* und drückt die darin befindliche Flüssigkeit durch die Drucköffnung *w* heraus. Dabei tritt, weil der Dampf bei seinem ersten Eintreten nur mit der kleinen, im Halse der Kammer sich ihm darbietenden Flüssigkeitsfläche in Berührung kommt, nur eine geringe Condensation des Dampfes ein (die Condensation wird noch dadurch verringert, dass Luft, welche durch das Ventil in den Apparat gelangt, sich zwischen Wasser und Dampf lagert und eine directe Berührung beider erschwert) und die Flüssigkeit wird durch den Druckcanal auf eine dem Dampfdrucke in der Kammer entsprechende Höhe getrieben. Wenn nun der Dampf diese Kammer ausgefüllt und die Flüssigkeit aus derselben herausgedrückt hat und die Auslassöffnung erreicht, so findet durch zurückfallendes Wasser eine plötzliche Condensation desselben statt und es wird der besonderen Beschaffenheit dieser Auslassöffnung zufolge ein fast vollkommenes Vacuum erzeugt. Hierdurch wird das Dampfsteuerventil veranlasst, nach dieser Seite hinüberzufliegen und den Dampfstrom nach dieser Kammer hin abzuschliessen, worauf nun der Dampf in die andere Kammer eintritt. In der ersteren Kammer, in der bis jetzt der Dampf gearbeitet hatte, schliesst sich das Druckventil an der Auslassöffnung, das Saugventil öffnet sich gleichzeitig und das in der Kammer befindliche Vacuum saugt die zu hebende Flüssigkeit in die Kammer. Während dieses geschieht, strömt

der Dampf in die andere Kammer und drückt die Flüssigkeit in das Druckrohr und es wiederholt sich das eben beschriebene Spiel des Pulsometers von neuem so lange, als überhaupt frischer Dampf zugelassen wird.

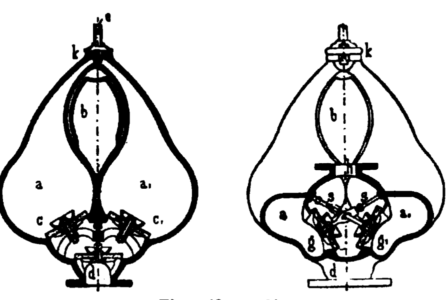


Fig. 1487—1488.

Aus der Einfachheit dieser Vorgänge und dem Umstande, dass der Pulsometer aus einem festen Gusstücke ohne irgendwelche Fugen, Dichtungen oder Packungen besteht und seine Ventile die einzig arbeitenden Theile sind, ergiebt sich, dass seine Pulsationen, wenn er unter den mit den Principien seiner Wirkungsweise harmonirenden Bedingungen einmal aufgestellt ist, mit grösster Regelmässigkeit bis zur Abnutzung seiner Ventile, welche mit Leichtigkeit auszuwechseln oder nachzusehen sind, fortarbeitet.

Die Fig. 1487—1488 zeigen die neueste Form des Hall'schen Pulsometers und zwar in der Einrichtung als Gummiventil-Pulsometer. Die Form und die Anordnung der Ventile geht aus der Zeichnung genügend hervor und sind dieselben das Resultat längerer Versuche, ein Ventil herzustellen, welches auch den heftigsten Anstrengungen, denen dasselbe ausgesetzt ist, dauernd widersteht, sicher functionirt und leicht auszuwechseln resp. nachzusehen ist. Die Saugventile sind mit c und c_1 resp. d bezeichnet; die Druckventile, welche durch einfaches Lösen der einander durchdringenden Bolzen s zu entfernen sind, sind $g\ g_1$ genannt. Das Dampfsteuerventil k ist hier aus einer metallenen Zunge gebildet, welche um ihren untersten Punkt derartig schwingt, dass sie abwechselnd den einen oder den anderen Raum a oder a_1 schliesst, resp. mit der Dampfleitung in Verbindung setzt. Das Ventil ist mit einem metallenen Ventilsitz versehen, welcher konisch in das Pulsometergehäuse eingesetzt ist und darum leicht herausgenommen werden kann; e ist das Dampfzuleitungsrohr.

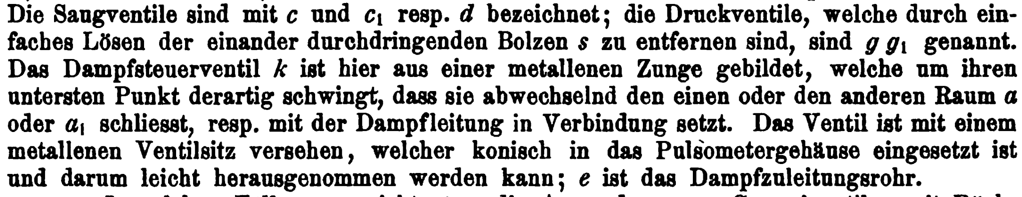


Fig. 1489—1490.

In solchen Fällen, wo nicht etwa die Anwendung von Gummiventilen mit Rücksicht auf den hohen Wärmegrad oder eine die Ventile zerstörende chemische Beschaffenheit, Unreinheit oder Zähigkeit der zu pulsirenden Flüssigkeit Bedenken erregt und wo es auf geräuschlosen Gang ankommt, wird dem Gummiventil-Pulsometer der Vorzug zu geben sein; in anderen Fällen dagegen, wenn Theer, Syrup, Schlamm, Schmutzwasser, sandhaltige Flüssigkeit, Oel, Papierbrei, Maische und ähnliche dicke und zähe Flüssigkeiten zu pulsiren sind, ist der Kugelventil-Pulsometer besser am Platze.

Die Saughöhe der Pulsometer beträgt im allgemeinen 4—6 m; die Druckhöhe kann von 2—30 m betragen. Der Betrieb der Pulsometer kann auch mit Abdampf erfolgen und es lassen sich in diesem Falle Förderhöhen von 2—4 m erreichen. In der nachstehenden Tabelle sind die Hauptdimensionen, Leistungen und Gewichte des Hall'schen Pulsometers angegeben, wobei sich die angegebenen Abmessungen a, b, c u. s. w. auf die Fig. 1489—1490 beziehen.

Tabelle über Hauptdimensionen, Leistung und Gewichte des Hall'schen Pulsometers.

No.	Leistung pro Minute in Litern bei einer Saughöhe = 4—6 Meter, Druckhöhe in Metern 2—6	6—10	10—20	20—30	Leistung mit Abdampf betrieben	Aeussere Dimensionen in Millimetern: *a* Höhe	*b* Tiefe	*c* Weite	Gewicht kg	Innerer Rohrdurchmesser in Millimetern: Saugrohr	Druckrohr	Dampfrohr	Haupt-Dimensionen in Millimetern: *d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*
0	40	35	25	12	30	250	150	220	10	25	20	4	170	70				
1	70	62	45	25	50	310	180	240	15	30	25	6	200	86				
2	110	100	80	55	80	360	210	285	25	38	30	8	223	95				
3	160	145	115	80	120	450	250	335	35	51	38	10	265	110	155		121	
4	250	225	180	125	175	490	310	395	50	64	51	12	280	155	177	155	140	121
5	360	325	260	180	270	600	370	460	70	76	64	15	332	185	190	177	155	140
6	490	440	350	250	380	685	425	540	105	88	76	17	415	210	205	190	165	155
7	640	575	460	320	510	800	525	625	160	102	88	20	440	225	220	205	185	165
8	960	860	690	480	650	915	600	725	225	128	102	24	485	265	255	220	214	185
9	1440	1290	1030	720	980	1090	680	830	300	155	128	30	590	285	280	255	238	214
10	1960	1760	1400	980	1480	1210	760	950	400	182	155	38	624	320	325	280	288	238
11	2800	2520	2000	1400	2200	1430	895	1080	600	228	182	44	800	380	385	325	330	288
12	4500	4000	3250	2250	2900	1670	1025	1230	900	280	228	50	1000	420	445	385	395	330
13	7000	6200	4900	3500	4700	1940	1180	1440	1300	330	280	60	1160	510	508	445	445	395
14	10000	9000	7200	5000	7500	2425	1410	1930	1750	405	330	75	1430	600	615	508	540	445

Die Construction der Firma Hodgkin, Neuhaus & Co. in Battersea und London, welche das Ausführungsrecht des Hall'schen Pulsometers für England erworben haben, ist in der Fig. 1491 angegeben.

Es kommen bei diesem statt der Gummi- oder Kugelventile gusseiserne Klappenventile *e e* zur Anwendung, während das Dampfsteuerventil wieder durch eine Kugel *k* mit ihrem entsprechenden Gehäuse gebildet wird. Die Ventilsitzplatten sowohl der Saugventile als auch die der Druckventile sind wie früher eingeschoben und befestigt. Es ist jedoch hier die Sitzfläche aus je einem harten Gummiringe gebildet, welcher um den Rand der kreisrunden Ventilöffnung in eine unten erweiterte Versenkung mit Gewalt eingesetzt und durch einen Federspannring gehalten wird. Der letztere entspricht im inneren Durchmesser demjenigen der Ventilöffnung, während seine Dicke entsprehend der Erweiterung der Versenkung nach unten zunimmt. Dieser Ring ist an einer Stelle durchschnitten und wird mit diesen Enden übereinanderliegend auf den Grund der Versenkung eingesetzt und so lange auseinandergespannt, bis die Endflächen gegeneinanderspringen. Der Gummiring wird auf diese Weise in dem Konus festgehalten und der Federring wird von diesem selbst am Verschieben gehindert. Das Ventil ist eine kreisrunde Platte mit abgedrehtem Dichtungsrande, welche auf ihrem Rücken eine angegossene abgestumpfte Kegelhülse trägt, in die ein Pfropfen aus elastischem Holze fest eingetrieben ist, dessen obere geneigte Endfläche beim geöffneten Ventil anschlägt. Die Saugventile schlagen mit diesem Holzpfropfen gegen kleine Böcke, welche zur Begrenzung des Hubes an die Fahrlochdeckel angegossen sind; bei den Druckventilen schlägt der Pfropfen des einen gegen denjenigen des anderen. Es ist diese Ventilconstruction weniger einfach als die der vorher beschriebenen Pulsometer, doch sind bei denselben die unerlässlichen sowie auch die wünschenswerthen Eigenschaften vorhanden, sodass dieser Pulsometer gleichfalls in sehr zufriedenstellender Weise functionirt.

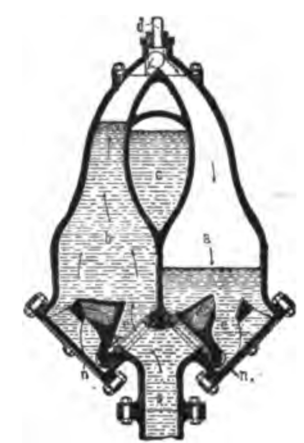


Fig. 1491.

Hase's deutscher Pulsometer, von welchem in den Fig. 1492—1493 zwei Durchschnitte gezeichnet sind, zeigt den anderen Constructionen gegenüber nicht unwesentliche Vereinfachungen, besonders was den Pulsometer als Gussform anlangt. Der Körper des Pulsometers besteht bei den ersteren aus einem Stück und es ist darum die Herstellung desselben schwierig. Bei dem deutschen Pulsometer ist der Pulsometerkörper aus drei Theilen *A*, *B* und *C* zusammengesetzt, welche mittelst Flanschen miteinander verbunden werden. Auf diese Weise wird die Herstellung dieses Pulsometers wesentlich vereinfacht, besonders auch, da ebenso die Ventile, welche hier als Gummiklappenventile ausgeführt sind, eine sehr einfache Anordnung zeigen. Die Saugventile c und c_1 befinden sich in einer Ebene und es sind deren metallene Sitze ohne weiteres auf der oberen, ebenen Begrenzungsfläche von *B* aufgeschraubt; durch im Körper *A* angebrachte Oeffnungen, welche mittelst der Deckel *m* verschlossen werden, sind diese Ventile leicht zugänglich. Die Druckventile *g* sind ebenfalls in einer Ebene in schräger Lage angeordnet und können nach Abnahme des Deckels *i* leicht ausgewechselt werden.

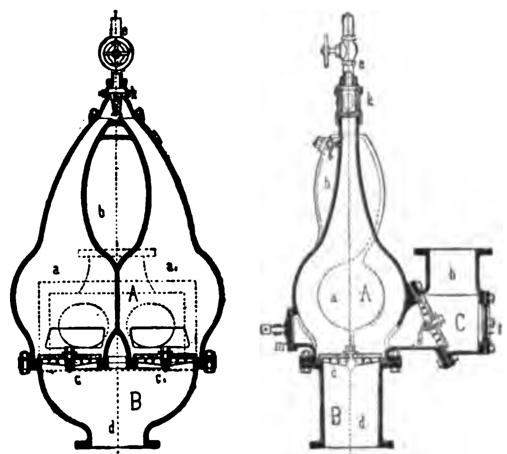


Fig. 1492—1493.

Die Bedeutung, welche der Pulsometer in der kurzen Zeit seines Bekanntwerdens erlangt hat, beruht hauptsächlich in seiner vielseitigen Verwendbarkeit und besonders ist es seine Verwendbarkeit zum Arbeiten in hängender Stellung, welche ihn anderen Pumpen gegenüber für gewisse Zwecke überlegen macht. Durchaus keines Fundamentes bedürftig, kann der Pulsometer in einen Schacht oder Brunnen eingehängt und von oben in Betrieb gesetzt werden. Da er Sand oder Unreinigkeiten führendes Wasser pulsirt, ohne in Unordnung zu kommen, bietet er dem Bergmann eine wesentliche Hilfe beim Abteufen; zum Heben von Grubenwasser zu grossen Förderhöhen, wo der Dampfdruck unter dem Drucke der Wassersäule bleibt, werden mehrere Pulsometer übereinander fest in eine Rohrleitung eingeschaltet, sodass ein Pulsometer dem anderen das Wasser zuhebt und eine Unterbrechung der Wassersäule nicht eintritt. Ebenso kann man den Pulsometer in Brunnen mit gefährlichen Dünsten und Chemikalienbehälter hängen, um diese ihres Inhaltes zu entleeren, ohne in dieselben einsteigen zu müssen.

Eine hervorragende Eigenschaft des Pulsometers ist seine Anwendbarkeit als Condensator und Luftpumpe für Dampfmaschinen. Derselbe lässt das bis zur practischen Grenze erreichbare Vacuum auf den Kolben gewöhnlicher Hochdruck-Dampfmaschinen erzielen, mit welchen für diesen Fall der Pulsometer einfach zu verbinden ist. In dieser Anlage ist der Apparat selbstthätig wirkend und das für die Dampf-

Condensation erforderliche Wasser kann aus einem Brunnen u. s. w. in beträchtlicher Entfernung von der Maschine herangesaugt werden.

Als Feuerspritze eignet sich der Pulsometer wegen seiner Leichtigkeit und des geringen Raumbedarfs und kann zu diesem Zwecke leicht mit einem Kessel zusammen auf Räder montirt werden.

Auf Eisenbahnen kann der Pulsometer, an einem beliebigen Punkte der Eisenbahnlinie aufgestellt, dazu dienen, kostspielige Wasserstationsanlagen zu ersetzen. Eine heranfahrende Locomotive speist dann mittelst ihres eigenen Dampfes direct sich selbst oder ein Wasserreservoir, aus welchem sie ihren Wasserbedarf ergänzt.

G. Pumpmaschinen für Wasserwerke.

Nachdem in dem Abschnitt: **Wasserversorgung**, Band II, S. 119, auf die allgemeinen Bedingungen für Wasserverbrauch, die Art und Weise der Sammlung, Reinigung und Aufspeicherung sowie die Leitung und Vertheilung des Wassers näher eingegangen worden ist, soll an dieser Stelle im Anschluss an vorstehendes Capitel noch die Beschreibung einiger ausgeführten städtischen Wasserhebewerke folgen.

Auf Taf. 11, Fig. 1—13 ist die Maschinenanlage der neuen Wasserwerke der Stadt Augsburg dargestellt. Dieselbe ist für eine Normalleistung von 240 l pro Sec. auf 50 m effective Förderhöhe oder für eine Normallieferung von 200 l pro Sec. auf 60 m effective Förderhöhe bei 4 m Saughöhe construirt. Diese Leistung ist vertheilt auf 3 Pumpensysteme A, A_1, A_2, welche je aus zwei unter 90° miteinander gekuppelten, doppeltwirkenden, liegenden Plungerpumpen bestehen; sie soll durch eine disponible Wasserkraft von 2 cbm Wasser pro Sec. mit 1,85 m Gefälle und zwar durch 3 Jonval-Turbinen B, B_1 und B_2 à 70 HP erreicht werden. Das zu fördernde Grundwasser (in der Mitte eines ca. 4 km von der Stadt entfernt liegenden Waldcomplexes gefasst) wird durch natürliches Gefälle zweien Saugbassins $C\,C$ etwa in Höhe des Unterwasserspiegels zugeführt. Jedes der Pumpensysteme A, A_1 und A_2 arbeitet durch ein separates Saugrohr s, s_1, s_2 und durch entsprechende Saugwindkessel in hinter den Pumpen gelegene Druckwindkessel D, D_1 und D_2 und von hier aus in das gemeinschaftliche Druckrohr d. Die Fortsetzung des letzteren bildet das Hauptdruckrohr für die Stadt, welches vor Austritt aus dem Pumpwerksgebäude mit vier grossen Windkesseln W, den Hauptdruckwindkesseln, in Verbindung steht, welche gleichsam das Hochreservoir der Anlage bilden.

Die Einrichtung ist so gehalten, dass bei eintretendem Bedürfniss ein viertes Pumpensystem A_3 mit Motor ohne Störung des Betriebes aufgestellt werden kann. In gleicher Weise ist Sorge getragen, dass dem event. Bedürfniss der Einstellung einer Reserve-Dampfmaschine leicht entsprochen werden kann.

Die Lage der Pumpen selbst ist des Antriebs und der bequemen Zugänglichkeit wegen horizontal genommen. Das System, mit unter rechtem Winkel stehenden, doppeltwirkenden Plungerpumpen bietet den Vortheil grosser Gleichförmigkeit sowie auch Sicherheit des Betriebes, weil auch mit der halben Pumpe gearbeitet werden kann. Die Normal-Tourenzahl der Pumpen ist 20 pro Minute, danach das Volumen pro Cylinder und Sec. 40 l. Dieser Tourenzahl eine Kolbengeschwindigkeit von 700 mm zu grunde gelegt, ergiebt einen Kolbenhub von 1,05 m und es bestimmte sich alsdann mit Rücksicht auf die Kolbenstange und 7,5% Verluste der Durchmesser zu 285 mm, sodass das günstige Verhältniss von Hub zu Durchmesser = 1 : 3,7 hergestellt ist, Fig. 4. Die Ventile sind ringförmig und mit je 3 Etagen nach dem System Thometzek ausgeführt; die Saugventilkasten a sind seitlich, die Druckventilkasten b in der Cylinderebene gelagert, sodass jedes Ventil nach abgehobenem Deckel vollständig zugänglich ist. Fig. 7 giebt eine detaillirtere Zeichnung der Saugventile, Fig. 8 eine solche der Druckventile.

Der rasche und ruhige Schluss der unabhängig voneinander arbeitenden Ringe ist durch kleinen Hub (bei den Saugventilen 12 mm, bei den Druckventilen 10 mm) erreicht. Die einzelnen schmiedeeisernen Abschlussringe sind mit Leder garnirt und haben bei Ringöffnungen von 40 mm Sitzbreiten von 18 mm. Der Wasseraustritt findet an jedem Ringe nach innen und aussen statt und es betragen die freien Durchflussquerschnitte beim Saugventil das 1½fache, beim Druckventil das Einfache des Kolbenquerschnittes.

Die Saugwindkessel S sind zunächst den Saugventilen angeordnet und enthalten das vierfache Pumpenvolumen. Diese Windkessel, an Platten im Fussboden aufgehängt, bilden zugleich eine Stütze für Saugventil und Rohrleitung. Die mit Seiher und Rückfallventilen versehenen Saugröhren sind mit 300 und 400 mm Lichtweite so bemessen, dass die Wassergeschwindigkeit bei der Normallieferung der Pumpen 560 bis 630 mm beträgt. Die durch Abzweigungen bedingten Kniee sind meist durch kugelförmige Erweiterungen in den Röhren hergestellt, welche Construction gute Wasserführung und grosse Festigkeit gewährleistet.

Die Druckwindkessel haben 1 m Durchmesser und enthalten das 50fache Pumpencylindervolumen, wobei das gepresste Luftquantum zu dem 8—9fachen Cylinder-Inhalt angenommen wurde. Die

Dimensionen des Druckrohres steigen von 250 bis 550 mm Lichtweite, sodass die Wassergeschwindigkeit bei normaler Leistung und dem Betriebe von 3 Pumpen von 820 mm bis 1 m wächst, mit welcher Geschwindigkeit die Hauptleitung in der Stadt anschliesst.

Der Inhalt eines der 4 Hauptdruckwindkessel W beträgt bei 1,75 m Durchmesser und 10,0 m Höhe 22,5 cbm; jeder derselben ist von dem Hauptdruckrohr durch einen Schieber abzuschliessen. Diese Hauptdruckwindkessel sind ihrer bedeutenden Höhe wegen in einem eigenen Thurme untergebracht und ringsum frei, während der Maschinenraum durch 3 Laufkrahne L von je 3000 kg Tragkraft vollständig bestrichen werden kann.

Bezüglich der näheren Angaben über diese nach den neuesten Erfahrungen ausgeführte Anlage, die Motoren, Transmissionen u. s. w. verweisen wir auf die „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure", 1880, Band XXIV, Heft 2, in welcher ein detaillirterer Bericht über diese Anlage enthalten ist und welcher obige Angaben entlehnt sind.

Auf Taf. 12, Fig. 1—10 sind die Pumpmaschinen des Wasserwerkes der Stadt Hannover gezeichnet. Die Pumpen werden durch drei horizontale Woolf'sche Maschinen A, A_1, A_2, welche vollständig unabhängig voneinander sind, mittelst Winkelhebel betrieben. Die Fig. 1 und 2 zeigen den Längenschnitt und Grundriss eines derartigen Maschinensystems. Der Hochdruckcylinder a der Dampfmaschine ist hinter dem Niederdruckcylinder b auf einem gemeinschaftlichen Rahmen c gelagert und es ist die durch beide Cylinder gehende, gusstählerne Kolbenstange vor dem Hochdruck- und hinter dem Niederdruckcylinder durch Kreuzköpfe k, Traversen und Gleitschuhe auf den an die Rahmen angegossenen Leitbahnen l geführt. Während der erste Kreuzkopf die Bewegung mittelst Lenkstange l_1 und Kurbel auf die Schwungradwelle überträgt, ist der zweite durch eine Lenkstange l_2 mit dem Winkelhebel H verbunden. Der Durchmesser des Hochdruckcylinders beträgt 530 mm, der des Niederdruckcylinders 930 mm und der gemeinschaftliche Hub 1400 mm. Die Maschinen arbeiten mit 5 At Ueberdruck und äussern ihre Normalleistung bei 24 Umdrehungen in der Minute und $^1/_8$ Füllung im kleinen Cylinder.

Das Wasserwerk ist in seinen Hauptheilen auf eine Tageslieferung von 25000 cbm hergestellt, dagegen die zunächst zur Aufstellung gelangte Maschinenanlage nur für eine Tageslieferung von 15000 cbm angenommen. Die Förderhöhe beträgt 50,5 m; die Leistung, in der Minute 18,94 cbm 50,5 m hoch zu fördern, entspricht demnach 212,55 HP, und, den gesammten Effectverlust $= 0{,}85$ gesetzt, würden von den Dampfmaschinen auf die Kolbenstangen der Pumpen $212{,}55 : 0{,}85 =$ rund 250 HP zu übertragen sein. Diese Kraft in drei gleiche Theile zerlegt, ergiebt für jede der Maschinen $83^1/_3$ HP; zwei derselben sind nun im stande, $^2/_3 \cdot 25000 = 16{,}666^2/_3$ cbm zu fördern, und reichen also für die anfängliche Leistung von 15000 cbm vollständig aus, sodass die dritte Maschine als Reservemaschine zu betrachten ist.

Die Anordnung der drei nebeneinanderliegenden Maschinen ist aus Fig. 3 zu ersehen und es bezeichnet A_3 den Raum für eine event. aufzustellende vierte Maschine. In den Fig. 4—10 sind detaillirtere Zeichnungen der Pumpenanlage selbst gegeben. Von jeder Pumpe führt ein besonderes Saugrohr s nach einem neben dem Hauptgebäude angeordneten Hauptbrunnen. Die durch die Fig. 4 u. 5 verdeutlichte Hauptpumpe P ist mit Rothgusscylinder von 500 mm Durchmesser ausgeführt. Der Pumpenkolben K hat 750 mm Hub und besteht aus einem hohlen cylindrischen Körper mit vier eingelegten federnden Rothgussringen.

Die Ventilgehäuse V sind seitlich über und unter dem Kolben angebracht und enthalten die Saugventile s_1 und die Druckventile d_1, welche sich in allen Theilen vollständig gleichen. Dieselben sind Ringventile und aus Rothguss gefertigt, während die Ventilsitze aus Gusseisen bestehen. Auf jedem Ventilgehäuse steht je ein kleinerer Druckwindkessel D, welche untereinander durch Stutzen von 500 mm Durchmesser verbunden sind. Durch ein anderes Rohr von demselben Durchmesser, abschliessbar durch einen Wasserschieber e, ist der eine der erwähnten Windkessel mit dem Haupt-Druckwindkessel W verbunden, Fig. 2. Von jedem der Haupt-Druckwindkessel W, W_1 und W_2 führt ein Rohrstrang von 500 mm Durchmesser nach einem quer unter den Maschinen liegenden Verbindungsrohre D_1 von 600 mm Durchmesser, welches, sich in zwei Hauptstränge theilend, das Wasser fortführt.

Zur Ergänzung der Luft im Windkessel dient eine Luftcompressionspumpe L, Fig. 8, welche von dem Winkelhebel aus betrieben wird. Das Druckrohr dieser Pumpe, welches sich an ein am unteren Theile des Windkessels befindliches Rückschlagventil anschliesst, setzt sich innerhalb des Windkessels bis in dessen oberen stets mit Luft gefüllten Theil fort.

Vor den beiden Ventilgehäusen V der Hauptpumpe liegt ein gemeinschaftlicher Saugwindkessel S, in welchen die beiden Saugröhren einer Pumpe einmünden. Am Boden desselben zweigt sich das Saugrohr u der an den Pumpenkörper angeschraubten Kaltwasserpumpe F (von welcher in den Fig. 9—10 eine detaillirtere Zeichnung gegeben ist) ab, die das Einspritzwasser für die Condensationspumpe G liefert.

Obige Angaben entnehmen wir der „Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover" und verweisen bezüglich der ausführlicheren Beschreibungen und Zeichnungen des Wasserwerkes der Stadt Hannover auf Band XXVI, Heft 2—3, Jahrgang 1880 dieser Zeitschrift.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Fink, Theorie und Construction der Brunnen-Anlagen, Kolben- und Centrifugalpumpen u. s. w. Berlin, Rudolph Gärtner.
Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch. Berlin, Ernst & Korn.
Jeep, Der Bau der Pumpen und Spritzen. Leipzig, Baumgärtner.
———, Die Wasserhebe-Maschinen. Leipzig, Karl Scholtze.
Ramdohr, Die Maschinen. Halle a/S., G. Knapp.
H. v. Reiche, Die Maschinenfabrikation. Leipzig, Arthur Felix.
Schaltenbrand, Der Pulsometer. Berlin, A. Seydel.
Uhland, W. H., Der „Practische Maschinen-Constructeur". Leipzig, Baumgärtner's Buchhandlung.
Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover. Hannover, Schmorl & v. Seefeld.
Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Berlin, Selbstverlag.

IX. Gebläse (Ventilatoren, Exhaustoren).

Die Anwendung von gepresster Luft, den Licht- oder Feuerflammen zum Zweck des Metallschmelzens zugeführt, ist schon viel über tausend Jahre v. Chr. bekannt gewesen. Eine Form der meist sehr primitiven Apparate, mit welchen eine Verdichtung der Luft hervorgerufen wurde, hat sich bis auf die heutige Zeit erhalten; es ist dies der Blasebalg, welchen wir noch vielfach für die Anfachung der Schmiedefeuer, für den Betrieb von Orgelwerken u. s. w. mit Vortheil angewendet finden. Derselbe besteht bei dem sogenannten Spitzblasebalg aus zwei oder mehreren dreieckigen Platten, welche seitlich durch zusammenfaltbare Lederwände unter sich verbunden sind, wobei die betreffenden, mit geeigneten Saugklappen versehenen Wände durch Winkelbewegung in Thätigkeit gesetzt werden. Im übrigen ist der Blasebalg so bekannt, dass ein näheres Eingehen auf seine Construction an dieser Stelle überflüssig erscheint.

Um die Herstellung der Spitzblasebälge namentlich für grössere Dimensionen so wohlfeil als möglich zu machen, liess man die ledernen Seitenwände ganz weg und construirte ganz hölzerne Blasebälge. Dieselben bestehen im wesentlichen aus einem hölzernen Kasten und einer hölzernen Platte, welch letztere um einen Zapfen derart schwingt, dass Kasten und Platte sich gegeneinander bewegen, wobei die vorher durch eine entsprechende Ventilklappe des Kastens eingesaugte Luft unter Druck aus einem aus dem Inneren des Blasebalges herausführenden Rohre austritt. Um einen constanten Windstrom zu erhalten, arbeiteten mehrere derartige Blasebälge in einen gemeinsamen Sammelbehälter, aus welchem der Ausfluss nach dem Schmelzraume erfolgte. Im allgemeinen haben die Blasebälge heute für grössere Schmelzungen keine Bedeutung mehr und besonders sind es die Cylindergebläse und die Gebläse mit rotirenden Flügeln oder Kolben, welche die ersteren ihrer grösseren Leistungsfähigkeit und zweckmässigeren Form wegen verdrängt haben.

1. Die Cylindergebläse.

Bei Betrachtung der Wirkungsweise der gewöhnlichen Wasserpumpwerke mit Pumpencylinder und Pumpenkolben war der Gedanke naheliegend, dasselbe Princip auch für den Lufttransport als Bläser oder Sauger zu verwenden. In der That berichtet uns schon Hero von Alexandrien von einer derartigen Maschine und es hat dieselbe in späterer Zeit zu der Construction der sogenannten Cylindergebläse geführt, deren Einführung der englischen Eisenindustrie einen bedeutenden Aufschwung gab, besonders als man Mitte des 18. Jahrhunderts lernte, gusseiserne Cylinder in grösseren Dimensionen herzustellen. Die Pumpencylinder wurden für die zunächst gebauten einfachwirkenden Maschinen mit Deckel, aber ohne Boden ausgeführt. Der in dem Cylinder sich bewegende Kolben enthielt zwei Ventile, die sich nach innen öffneten; die Kolbenstange wurde in einer Stopfbüchse des Deckels luftdicht geführt. Durch eine sich nach aussen öffnende Klappe in dem Deckel tritt nun bei dem Aufgang des Kolbens die vorher durch die Ventile des letzteren über den Kolben gedrungene Luft mit entsprechender Pressung in einen zweiten grösseren Cylinder, welcher als Druckregulator wirkt. Zu diesem Zwecke ist in demselben ebenfalls ein entsprechend geführter und ge-

liderter Kolben beweglich, welcher beim Eintritt der gepressten Luft sich hebt und beim Niedergange des Gebläsekolbens derart auf die in dem Regulator befindliche Luft wirkt, dass aus dem Abgangsrohr ein gleichmässiger Luftstrom entweicht.

An dieser Stelle möge noch der Kastengebläse erwähnt werden, einer Form, bei welcher die Pumpenstiefel aus Holz und dann gewöhnlich quadratisch hergestellt werden, wobei der Kolben dann die dementsprechende Form erhält. Kastengebläse sind stets einfachwirkend; sie sind billiger in der Anschaffung als die Cylindergebläse, verbrauchen aber wegen der grösseren Reibung eine wesentlich grössere Betriebskraft und werden deshalb nur dort angewendet, wo letztere mehr als ausreichend, z. B. in einem Wassergefälle, vorhanden ist.

Die einfachwirkenden Cylindergebläse wurden im Anfang dieses Jahrhunderts durch doppeltwirkende ersetzt, welche Form bis heute sowohl in stehender als auch in liegender Anordnung ausgeführt wird. Letztere Anordnung hat eine sehr grosse Verbreitung gefunden, weil die liegenden Gebläsemaschinen bequemer zugänglich sind und grössere Kolbengeschwindigkeiten zulassen. Anderseits haben die liegenden Gebläse den Nachtheil einseitiger Cylinderabnutzung, sodass aus diesem Grunde in neuerer Zeit vielfach den verticalen Aufstellungen der Vorzug gegeben wird, für welche dann meistentheils geringere Kolbengeschwindigkeiten eingeführt werden.

Bei den stehenden Gebläsemaschinen findet man die verticale Aufstellung der Maschine auf Säulen mit obenliegendem Gebläsecylinder, anderseits die Balancier-Aufstellung, wobei der Balancier ein verlängertes Horn für den Schwungradantrieb erhält. Letztere Anordnung gehört zu den ältesten und stabilsten; in früherer Zeit wurden meist Parellelogramme zur Bewegungsübertragung verwendet und man baute die Balancier-Gebläse in Verbindung mit Watt'schen doppeltwirkenden Dampfmaschinen und später mit Cornwall-Dampfmaschinen, welche mit Hochdruck, hoher Expansion und mit Kataraktsteuerung, jedoch noch ohne Rotationsbewegung arbeiteten. Die Anwendung der letzteren lag jedoch sehr nahe, und so finden wir die neueren Gebläsemaschinen mit Balancier stets als rotirende Maschinen mit Krummzapfen, Lenkstange, Schwungrad u. s. w. ausgeführt.

In Fig. 1494 ist eine grössere Balancier-Gebläsemaschine, welche von G. Sigl in Wien für die Schwechater Hohöfen der Innerberger Stahlgewerkschaft erbaut worden ist, im Längenschnitt dargestellt.

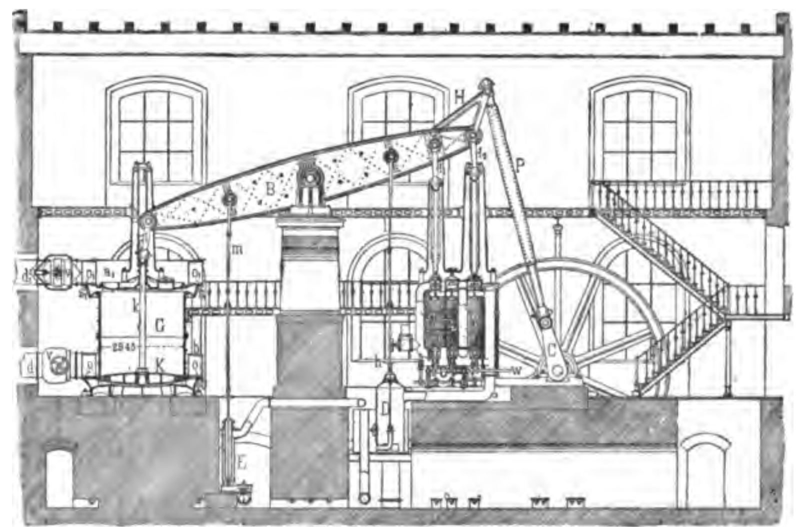


Fig. 1494.

Während früher der Schwungradantrieb in der Regel zwischen Cylinder und Balancierlager erfolgte, woraus ein grosser Kurbelzapfendruck, Abnutzung und Warmlaufen der Kurbelzapfen hervorging, werden diese Uebelstände bei der vorliegenden Construction dadurch vermieden, dass der Antrieb der Hilfsrotation durch eine thunlichst lange Schubstange von dem durch das Horn *H* verlängerten Balancier aus bewirkt wird. Die Verwendung dieser Aufstellung datirt seit der Londoner Ausstellung 1862 und ist seitdem vielfach ausgeführt worden. Der Gebläsecylinder ist mit *G* bezeichnet, hat 2845 mm Durchmesser und ist aus zwei Theilen zusammengeschraubt. *K* ist der Gebläsekolben, welcher aus einem durchbrochenen Gusseisenkörper besteht, der mittelst aufgelegter Blechringe geschlossen wird.

Die Kolbenstange *k* ist konisch in den Kolben eingesetzt und wird ausserhalb des Cylinders mittelst verticaler Gleitschienen *g* geradegeführt; die Verbindung derselben mit dem Balancier ist direct durch eine kurze Leitstange *i* hergestellt. Als Antriebsmaschine ist eine Woolf'sche Maschine gewählt, deren beide Kolben mittelst Backenführungen und Leitstangen i_1 und i_2 auf den kastenförmigen Blech-Balancier *B* wirken. Der Hochdruckdampfcylinder ist mit *W*, der Niederdruckcylinder mit W_1 bezeichnet. Ersterer hat einen Durchmesser von 870 mm und einen Hub von 2180 mm; der Niederdruckcylinder hat bei einem Durchmesser von 1475 mm denselben Hub wie der Gebläsecylinder, welcher gleich dem Durchmesser des letzteren, also = 2845 mm ist. Die Steuerung der Dampfcylinder erfolgt durch Ventile von einer Daumenwelle *w* aus. Der Antrieb des 7580 mm im Durchmesser haltenden Schwungrades von dem Horn *H* aus mittelst der Pleuelstange *P* und der Kurbel *C* ist aus der Zeichnung deutlich zu ersehen.

Der Condensator, für welchen der Wasserzufluss durch das Handrad *h* zu reguliren ist, ist mit *D* bezeichnet; hinter demselben ordnet sich die Luftpumpe an, welche vom Balancier aus durch die Stange *l* betrieben wird. Der Durchmesser der Luftpumpe beträgt 553 mm, ihr Hub 1278 mm. *E* ist die mittelst der Stange *m* betriebene Kaltwasserpumpe mit einem Durchmesser = 370 mm und demselben Hub wie die Luftpumpe.

Bei dem Aufgange des Kolbens tritt durch die Saugklappen *s* Luft unter den Kolben, während die über dem Kolben befindliche Luft durch die Druckklappen o_1, das um den Cylinder führende rechteckige Rohr *a* und das Druckrohr *d* unter entsprechendem Drucke entweicht; dasselbe findet beim Niedergange des Kolbens in umgekehrter Weise statt. Die Rohre *d* und d_1 führen nach einem gemeinschaftlichen Druckregulator, welchem auf diese Weise ein constanter Luftstrom zugeführt wird und von welchem die Windleitung für die Hohöfen ausgeht. Durch Absperrventile *v* und v_1, welche mittelst Handrades, konischen Räderpaares und Schraubenspindel bewegt werden können, sind die Druckleitungen zu verschliessen. Die Maschine macht 12—15 Touren pro Minute; je eine der Maschinen reicht für je einen Hohofen mit einer täglichen Leistung von 60000 kg Eisen aus.

Eine nach den neuesten Erfahrungen construirte verticale Zwillingsgebläsemaschine nach dem Zweicylinder-(Compound Receiver)System, gebaut von Gebrüder Klein, Eisengiesserei und Maschinenbau-Anstalt in Dahlbruch, ist auf Taf. 13, Fig. 1—8 gezeichnet. Bei derselben ist durch Anwendung des Compound-Receiver-Systems für die Dampfcylinder die höchste erreichbare Oekonomie im Dampfverbrauche, durch die verticale und compendiöse Aufstellung geringste Abnutzung sowie geringster Raumbedarf erzielt worden.

Die Dampf- und Gebläsecylinder sind übereinander auf zwei festen, in Hohlguss hergestellten Böcken *A* montirt. Die beiden ersteren, in Fig. 2 und Fig. 4 mit *B* und *C* bezeichnet, haben Durchmesser von 380 resp. 600 mm und mit den Gebläsecylindern *G G* von 1000 mm Durchmesser einen gemeinschaftlichen Kolbenhub von 700 mm. Die Dampfcylinder arbeiten nach unten mittelst zweier unter 90° verstellten Kurbeln *k* auf die Schwungradwelle *w*; die nach oben verlängerten Kolbenstangen betreiben direct die beiden Gebläsecylinder. Der kleinere Hochdruckdampfcylinder soll bei einer Anfangsdampfspannung von 5 kg pro Quadratcentim. in der Regel mit 0,25 Füllung arbeiten, der grössere Niederdruckdampfcylinder mit 0,5 Füllung, sodass die Maschine ebenso vortheilhaft wirkt wie eine eincylindrige Maschine mit 9—10facher Expansion. Die beiden Dampfcylinder besitzen durch Hand verstellbare Meyer'sche Schiebersteuerung und es kann die Expansion so gestellt werden, dass jeder Dampfcylinder die gleiche Kraft entwickelt, sowie jeder der direct gekuppelten Gebläsecylinder die gleiche Arbeit absorbirt. In den Fig. 5—6 und 7—8 sind detaillirtere Durchschnitte durch die Schieber des kleineren sowie des grösseren Cylinders gegeben. Um die schädlichen Räume so gut als möglich zu vermeiden, sind die Dampfcanäle so kurz, als es die Construction irgend erlaubte, gemacht worden. Der zwischen den beiden Dampfcylindern befindliche Receiver ist mit *R* bezeichnet und es ist sowohl dieser als die Cylinder mit Dampfmantel versehen. Aus dem grossen Cylinder entweicht der Dampf in den Condensationsraum, wo er in der gewöhnlichen Weise durch eine mittelst Hahnes regulirbare Brause niedergeschlagen wird. Als Condensationsraum wird der Hohlraum des unter dem Niederdruckcylinder befindlichen Ständers benutzt, an den der Kasten zur Aufnahme des Luftpumpencylinders direct angegossen ist. Diese mit dem Condensator vereinigte einfachwirkende Luftpumpe wird von dem Pleuelkopf des Niederdruckcylinders aus betrieben und hat einen Durchmesser von 400 mm bei einem Hub von 350 mm.

Die Gebläseklappen sind einfache runde Lederscheiben von 170 resp. 190 mm Durchmesser. Die Gebläsekolben haben gusseiserne Liderungsringe, welche durch hintergelegte Hanfzöpfe an die Cylinderwandungen angepresst werden. Durch die zweckmässige Construction der Gebläseklappen, geringen Hub bei grossem Querschnitt (der Gesammtquerschnitt der 9 Saugklappen beträgt $^1/_6$, der der 6 Druckklappen $^1/_9$ von dem der Gebläsecylinder) ist die Maschine im stande, mit bisher selten angewendeter Geschwindigkeit zu arbeiten, wodurch sie bei derselben Leistung kleiner als eine andere Maschine sein kann und infolge dessen Fundamente und Maschinenhaus billiger herzustellen sind. Die Anzahl der Umdrehungen pro Minute beträgt 50 und es liefert die Maschine in dieser Zeit ein Windquantum von 110 cbm atmosphärischer Dichtigkeit und comprimirt dasselbe bis zu einem Druck von 0,3 kg pro Quadratcentimeter, hinreichend für einen kleinen Hohofen mit einer Production von 18000—20000 kg Roheisen in 24 Stunden.

Die liegenden Gebläsemaschinen werden meist in derselben Weise mit durchgehender Kolbenstange für den Dampf- und Gebläsecylinder gebaut, sodass diese also hintereinander angeordnet werden. Vielfach findet man die Ausführung derart, dass der Gebläsecylinder hinter den Dampfcylinder zu liegen kommt; man legt jedoch auch gern den Dampfcylinder an das Ende der ganzen Maschine, um stets einen ungehinderten Zugang zu den Steuerungsmechanismen der Dampfmaschinen zu haben. Eine solche Anordnung zeigt auch die auf Taf. 13, Fig. 9—13 gezeichnete liegende Zwillings-Gebläsemaschine der Bessemer-Anlage II der Königin Marienhütte, Actiengesellschaft in Cainsdorf i. S.

Die Dampfcylinder *A A* haben Meyer'sche Steuerung, 650 mm im Durchmesser und 1100 mm Hub. Die Kolbenstangen sind in eingeleisigen Leitbahnen *a* geführt und in den Kreuzköpfen mit den Kolbenstangen

der Gebläsecylinder B gekuppelt. Letztere haben 800 mm Durchmesser und arbeiten mit Kautschukringventilen, deren Construction durch die detaillirtere Zeichnung Fig. 13 verdeutlicht wird. Die Cylinderdeckel b sind hohl gegossen und es befinden sich an den Aussenwänden derselben je sechs kreisrunde Lufteintrittsöffnungen c, über welche Drahtsiebe gespannt sind, welche das Eindringen von Unreinigkeiten in den Cylinder verhindern sollen. Die cylindrische Fläche des Deckels ist mit einer grossen Anzahl von Saugöffnungen $s\,s$ versehen, welche durch den Kautschukring k verschlossen werden. Bei der entsprechenden Bewegung des Kolbens, für welche ein Ansaugen von Luft erfolgt, hebt sich der Kautschukring vermöge des äusseren Luftdruckes und es wird derselbe dabei durch 12 auf dem Umfang vertheilte schmale Platten p vor Verschiebung geschützt. Bei dem Rückgange des Kolbens wird der die Drucköffnungen d verschliessende und durch die Stifte p_1 geführte Kautschukring k_1 von seinem Sitze abgehoben, die gepresste Luft tritt in den Ring D und wird längs des Cylindermantels an dessen Umfange nach der Mitte und dann nach oben in das Druckrohr D_1 geführt, Fig. 12. Bei w ist ein Wasserhahn in der doppelten Cylinderwandung anzubringen.

An der obersten Lufteintrittsöffnung ist ein kleiner Behälter e angebracht, welcher zur Aufnahme eines kleinen Graphitsäckchens bestimmt ist; es dient dann das zerstäubende und sich der eingesaugten Luft mittheilende Graphitpulver zur Schmierung zwischen Gebläsecylinder und Kolben. Der letztere besteht aus 2 Theilen K und K_1, welche mittelst 6 Schrauben g und 3 Schrauben h verbunden sind; seine Liderung ist aus 2 Metallringen r und r_1 gebildet, welche durch je einen schmiedeeisernen Spannring stets an die Cylinderwandung gedrückt werden.

Die Maschine arbeitet bei 4,5 At Ueberdruck im Schieberkasten und 60 Umdrehungen pro Minute mit einem Kraftaufwand von 400 HP; die Pressung des Bessemerwindes beträgt 1,5 At und der Durchmesser der Windleitung 300 mm.

Vorliegende Maschine ist nach dem System Leyser erbaut und wird in den meisten Bessemereien für die Erzeugung der nöthigen starkgepressten Gebläseluft gefunden. Diese Machinen besitzen infolge ihres raschen Laufes geringere Dimensionen; jedoch macht die nicht unbedeutende Erhitzung des Windes und der grosse Verschleiss an Kautschukringen öftere Reparaturen nöthig, sodass in neuerer Zeit mehr und mehr von den grossen Geschwindigkeiten abgesehen wird und die Klappenventile den Vorzug erhalten; ausserdem ist dann die Schmierung mit Oel zulässig, während sonst der Kautschukringe wegen der theuerere und die Cylinder mehr angreifende Graphit verwendet werden musste. Die Art und Weise der Anordnung von Klappenventilen ist in der Fig. 14, welche den Gebläsecylinder der Gebläsemaschine der K. K. Central-Schmiede zu Przibram darstellt, gezeichnet.

Vielfach hat man auch versucht, die Ventile vollständig fortzulassen und dieselben durch Schieber von mehr oder weniger ähnlicher Art zu ersetzen, wie sie zur Regulirung des Aus- und Einströmens des Dampfes bei Dampfmaschinen angewendet werden. Als das Vortheilhafteste für Bessemergebläse muss in dieser Beziehung erachtet werden, dass man für das Ansaugen der Luft gesteuerte entlastete Röhrenschieber wählt, da der Atmosphärendruck stets constant ist und die Einströmung daher stets zur selben Zeit zu geschehen hat, was durch mechanisch bewegte Schieber in der exactesten Weise erreichbar ist. Gesteuerte Schieber jedoch als Ersatz für selbstthätige Druckventile zu verwenden, ist wegen der bei dem Bessemerei-Betrieb variablen Windpressung unrichtig, da ein constant bewegter Schieber den verschiedenen Pressungen auch nicht genügen kann, indem er entweder die Ausströmung zu früh öffnet, bevor die Luftcompression im Luftcylinder genügend vorgeschritten ist, sodass ein Rückströmen aus der Windleitung erfolgt, oder das Oeffnen geschieht zu spät. Für die Druckwirkung können daher nur selbstthätige Ventile verwendet werden.

Berechnung der Cylindergebläse. Bezeichnet F den Querschnitt des Gebläsecylinders in Quadratmetern, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Metern pro Secunde, Q das pro Sec. zu liefernde Windquantum in Kubikmetern, φ den Wirkungsgrad des Gebläses $= 0{,}60$ bis $0{,}75$, so ist $Q = \varphi F v$.

Die Betriebskraft N in Pferdekräften beträgt bei einer Druckhöhe h in Quadratcentim. Wassersäule oder einem Drucke p in Kilogr. pro Quadratcentim.

$$N = \frac{1}{\varrho} \frac{10000 F p v}{75} = \frac{1}{\varphi \varrho} \frac{1000\, h}{75 \,.\, 100}\, Q = \frac{1}{\varphi \varrho} \frac{10000\, p}{75}\, Q.$$

Man nimmt $\varrho = 0{,}70$ bis $0{,}75$, also $\varphi \varrho = 0{,}45$ bis $0{,}60$.

Bei hohen Windpressungen ist statt p eine mittlere Spannung $a\,p$ einzusetzen, und zwar für:

$p = 0{,}073$	0,146	0,219	0,292	0,365	0,439	0,512	0,585	0,658 kg pro Quadratcentimeter
$a = 0{,}97$	0,94	0,91	0,89	0,85	0,81	0,78	0,75	0,72

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit v ist $= 1$ bis 1,2 m pro Sec. Dieselbe kann jedoch in besonderen Fällen und bei guten Ventilconstructionen $1/3$ bis $1/2$ grösser sein. Der Hub des Gebläsekolbens ist gewöhnlich $3/4$ bis $5/4$ von seinem Durchmesser.

Die Wanddicke für Cylinder von 0,80 m Durchmesser ist $=$ 20 mm; von 1,57—1,88 m Durchmesser ist dieselbe bis 40 mm zu nehmen. Den Durchmesser des Kolbens mache man 6—9 mm geringer als den des Cylinders; der kleinste Durchmesser der Gebläsekolbenstange ist: für 310 mm Kolbendurchm. 52 mm, für 630 mm Kolbendurchm. 60 mm, für 940 mm Kolbendurchm. 65 mm, für 1250 mm Kolbendurchm. 72 mm u. s. f.

Der Querschnitt der Saugventile ist = $^1/_9$—$^1/_{12}$, der der Druckventile = $^1/_{18}$—$^1/_{22}$ der Kolbenfläche. Die Tourenzahl beträgt bei Anwendung von Klappenventilen 12—30, bei Kautschukringen und Schiebern 40—70.

Die Weite der Windleitung berechnet sich aus $F_l = \frac{Q}{v_l}$, worin F_l den Querschnitt derselben und v_l die Luftgeschwindigkeit in der Leitung = 20 m bei kurzen und v_l = 10 m bei langen Leitungen bezeichnen.

2. Gebläse mit rotirenden Flügeln oder Kolben.

Für die Gebläse mit rotirenden Flügeln, die Blaseventilatoren oder Centrifugalgebläse, gelten dieselben Gesetze, welche für die Wirkungsweise und Berechnung der Centrifugalpumpen maassgebend waren. Es dürfen demnach hierfür die gleichen in dem betreffenden Capitel gegebenen Formeln zur Anwendung kommen, wenn man dabei nur berücksichtigt, dass die Luft bei einer mittleren Temperatur von nicht ganz 10° C. 800 mal leichter ist als das Wasser.

Es müssen darnach die Centrifugalgebläse auch die Nachtheile wie die Vortheile der Centrifugalpumpen miteinander vereinigen, d. h. sie empfehlen sich ihrer Einfachheit wegen, führen jedoch die Uebelstände eines geringeren Wirkungsgrades als die Cylindergebläse mit sich, sind nicht für hohe Pressungen zu brauchen und verlangen sehr grosse Umlaufzahlen der Flügelwellen. Wir unterscheiden im allgemeinen Gebläseventilatoren, d. h. solche, welche die Luft comprimiren und sie dann aus engeren Oeffnungen, als der Querschnitt des Druckrohres ist, ausströmen lassen, und gewöhnliche Ventilatoren, welche die Luft mit der Geschwindigkeit entweichen lassen, die sie durch die Flügel erhalten hat.

Die **Gebläseventilatoren** kommen besonders beim Giessereibetriebe für die Cupolöfen, zur Erzeugung von Unterwind bei Flammöfen, sowie auch zur Erzeugung der nöthigen gepressten Luft für Schmiedefeuer u. s. w. zur Anwendung, da hierfür nur geringere Pressungen erforderlich sind, als wie solche mittelst Cylindergebläse zu erreichen sind. Die ersten der nach dem Vorbilde der Centrifugalpumpen construirten Flügelgebläse verursachten meist ein sehr unangenehmes brummendes oder heulendes Geräusch, von welchem die neueren Constructionen frei sind. Ein derartiges geräuschloses Centrifugalgebläse ist der in den Fig. 1495 bis 1496 dargestellte Ventilator von Zimmermann. In dem gusseisernen zweitheiligen Gehäuse A bewegt sich das aus Eisenblech hergestellte Flügelrad. Dasselbe besteht aus zwei geneigten Scheiben B B, die nach dem äusseren Umfange hin entsprechend convergiren; die Verbindung der beiden Scheiben wird durch vier schwach gekrümmte Schaufeln hergestellt. Durch rasche Drehung des Rades wird die durch die beiderseitigen centralen Oeffnungen des Gehäuses angesaugte Luft vermöge der auftretenden Centrifugalkraft nach dem Umfange des Gehäuses geworfen, verdichtet und bei der an den letzteren sich anschliessenden Austrittsöffnung unter einem gewissen Drucke fortgeführt. Das Windrad bewegt sich vermöge seiner Construction leicht und ohne Geräusch. Die Radachse ist an den Lagerstellen glashart, sodass eine Abnutzung derselben bei vorsichtiger Behandlung erst nach Jahren bemerkbar wird; das Einölen geschieht mittelst Patent-Selbstöler. Die sich an die Austrittsöffnung des Ventilators anschliessenden Windleitungen erhalten nothwendig einen grösseren Querschnitt, als der der Austrittsöffnung beträgt, da der gelieferte Windstrom um so gleichmässiger ist, je weiter die Leitung genommen wird.

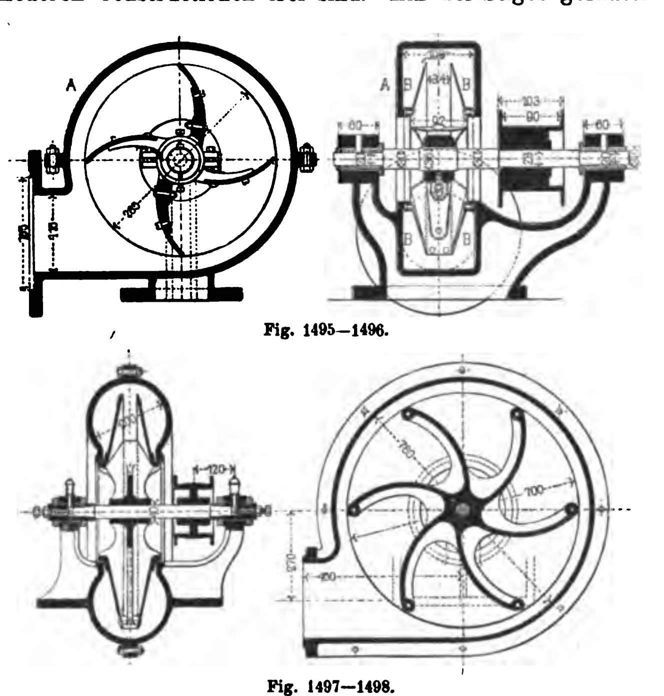


Fig. 1495—1496.

Fig. 1497—1498.

Eine zweite Construction eines geräuschlosen Ventilators ist in dem Ventilator von G. Schiele & Co., Fig. 1497—1498, gegeben. Bei demselben sind 6 Flügel angewendet, welche mit der Nabe des Flügelrades in einem Stück gegossen sind; die Seitenwandungen des letzteren werden wieder durch nach aussen hin convergirende Scheiben gebildet, welche durch Nietbolzen mit den Flügeln verbunden sind. Der Eintritt der Luft erfolgt wieder zu beiden Seiten des Flügelrades. Der vorliegende Ventilator macht bei Anwendung für Schmiedefeuer 1600 Touren pro Minute, verbraucht dabei ca. 4 HP und betreibt etwa 35 Schmiedefeuer. Beim Eisenschmelzen hat die Ventilatorwelle 2400 Touren zu machen, verbraucht ca. 8 HP

und genügt zur Schmelzung von 5000 kg pro Stunde. Zum Ventiliren und Trocknen lässt man ihn 1200 Touren machen, wobei er $2^1/_2$ HP verbraucht und pro Minute ca. 130 cbm Wind liefert. In der folgenden Uebersichts-Tabelle sind einige weitere Angaben über Hauptverhältnisse und Leistungen der Schiele'schen Ventilatoren enthalten.

Tabelle über Schiele'sche Ventilatoren.

No.	Durchm. des Rades	Zum Schmieden			Zum Schmelzen			Zum Ventiliren und Trocknen			Durchm. in Centimtrn.		Gewicht
	mm	Feuer à 3 cm Düse	Umdr. pro Min.	HP	Ctr. Eisen pro Stunde	Umdr. pro Min.	HP	Kubikm. Wind pro Min.	Umdr. pro Min.	HP	der doppelten Riemenrollen	der Ausblase-öffnung	kg
1	250	1—2	4000	$^1/_6$	—	—	—	—	—	—	Schnurrolle	6	30
2	270	2—4	4000	$^1/_3$	15	6000	1	20	3000	$^3/_8$	5 u. 6,25	12,5	50
3	320	4—8	3500	$^3/_4$	15—25	5000	$1^1/_2$	30	2500	$^1/_2$	6 u. 8	15	90
4	400	8—12	3000	$1^1/_4$	25—35	4000	$2^1/_2$	45	2300	$^3/_4$	7,5 u. 10	20	150
5	500	12—18	2100	$2^1/_4$	35—60	3000	$4^1/_2$	70	1500	$1^1/_3$	10 u. 12,5	25	250
6	650	18—30	1700	$3^1/_2$	60—90	2500	7	120	1250	$2^1/_4$	12 u. 15	32	500
7	800	30—50	1400	5	90—135	2100	9	180	1100	$3^1/_2$	16 u. 20	40	850
8	1000	50—80	1000	7	135—240	1500	12	280	750	6	20 u. 25	50	1250

Die zu beiden Seiten der Ventilatoren angeordneten Riemenrollen von verschiedenem Durchmesser haben den Zweck, das Arbeiten der Gebläse mit verschiedenen Geschwindigkeiten zu ermöglichen.

Die **gewöhnlichen Ventilatoren** haben den Zweck, einen mässig starken Wind zu erzeugen (bei Reinigungsmaschinen, Kühlvorrichtungen u. s. w.). Es fehlt ihnen darum das Druckrohr, sowie sie auch ohne die spiralförmige Erweiterung des Gehäuses ausgeführt werden. Die Anzahl der Schaufeln steigt bis auf 12 und es werden diese meist radial gestellt.

Berechnung der Ventilatoren (nach Fink). Bezeichnet Q das pro Secunde zu fördernde Luftquantum in Kubikmetern, C^1 die Ausströmungsgeschwindigkeit aus den Düsen in Metern, H die Druckhöhe, welche der Compression der Luft angehört, bestimmt durch die Höhe einer Wassersäule in Metern, so ist $C^1 = \sqrt{2\,g\,800\,H}$. (Die Luftsäule ist bei gleichem Drucke und bei 10° C. 800 mal so hoch als eine Wassersäule.) In den Druckröhren bewegt sich die Luft mit $^1/_6$ C^1; es ist dann der Querschnitt derselben $= {}^1/_4\,\pi\,d^2 = \frac{6\,Q}{C^1}$, oder $d = 2{,}76\sqrt{\frac{Q}{C^1}}$. Bei zweiseitiger Einströmung wird der Durchmesser derselben $d = 2{,}76\sqrt{\frac{Q}{2\,C^1}}$. Der innere Durchmesser des Laufrades ist $r = 1{,}66\sqrt{\frac{Q}{C^1}}$ bei einseitiger Einströmung, und $r = 1{,}176\sqrt{\frac{Q}{C^1}}$ bei zweiseitiger Einströmung. Ist R der äussere Durchmesser, so ist $\frac{R}{r} = 2{,}5$, zur Erzeugung stärkeren Druckes $\frac{R}{r} = 3$ bis $3{,}5$.

Die Radialgeschwindigkeit in den Schaufeln ist $c_1 = 0{,}139\,C'$. Die Radgeschwindigkeit v_1 im Radius r berechnet sich theoretisch aus $2\,g\,800\,H = v_1{}^2\,\frac{R^2 - r^2}{r^2}$. Die äussere Peripheriegeschwindigkeit ist für practische Ausführung $\frac{R}{r}\,v_1 = 1{,}25\,C^1$. Den Wirkungsgrad der Ventilatoren nimmt man zu 25 bis 30% an. Der Kraftverbrauch berechnet sich, wenn der Wirkungsgrad zu 0,30 angenommen wird, zu $N = 44{,}4\,H\,Q$; oder wenn p den Druck des Windes in Kilogr. pro Quadratcentim. bezeichnet, $N = 444\,p\,Q$.

Die nothwendige Windmenge für ein Schmiedefeuer beträgt pro Secunde ca. 0,02 bis 0,03 cbm, für 50 kg einzuschmelzendes Eisen 30 bis 40 cbm.

Root's-Blower. Bei Verwendung der Kapselräderwerke für den Zweck der Luftbewegung hat sich die von Root eingeführte Form der zweizahnigen Kapselräder (Kolben) am meisten Eingang verschafft. Ueber die Wirkungsweise und die allgemeinen Constructionsbedingungen von Root's Gebläse ist schon Band I, S. 119 das Nöthige gesagt.

Die Flügel von Root's Blower erhalten nach Fig. 1499 zweckmässig folgende einfache Form: Man mache die grosse Axe $A\,A_1$ siebenmal so gross als die kleine Axe $B\,B_1$; dann ziehe man durch den Schnittpunkt O der beiden Axen die Linien $C\,C_2$ und $C_1\,C_3$ unter 45° geneigt, mache diese geneigten Linien alle gleich lang und zwar $= \frac{O\,A + O\,B}{2} = O\,C = O\,C_1 = O\,C_2 = O\,C_3$.

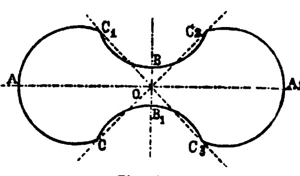


Fig. 1499.

Man hat damit in A, A_1, B, B_1, C, C_1, C_2, C_3 Punkte der äusseren Form des Flügels, welche in der aus der Figur ersichtlichen Weise zu verbinden sind. Den Axenstand der beiden Flügel nehme man je nach

der Grösse 1—3 mm grösser als die Summe der beiden Halbaxen. Gestattet die Grösse des Blowers das Axenverhältniss 1 : 7 nicht, so mache man nur die concaven Bogen nach obiger Regel und suche die convexen durch Ablaufen mit gleicher Winkelgeschwindigkeit.

Die Root'schen Gebläse finden in Giessereien sehr zahlreiche Anwendung, da ihr Wirkungsgrad bedeutend höher ist als der der Centrifugalgebläse; im Durchschnitt kann derselbe zu 45% angenommen werden. Die Tourenzahl der Flügel beträgt 250—320 pro Minute.

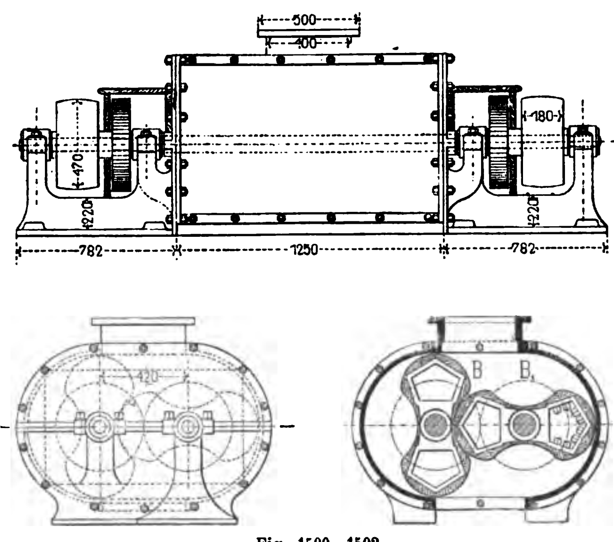


Fig. 1500—1502.

In den Fig. 1500—1502 ist ein verbessertes Root'sches Gebläse von Zimmermann in Chemnitz gezeichnet. B und B_1 sind die beiden sich gegeneinander bewegenden Flügel; dieselben werden durch einen Holzmantel gebildet, der auf drei entsprechend geformte eiserne Rahmen festgeschraubt wird, welche letztere auf den Flügelwellen befestigt sind. Die Flügel erhalten einen Ueberzug, aus Gips, Graphit, Wachs und Talg bestehend, welcher den dichten Schluss derselben bewirkt. In Rücksicht auf diesen Ueberzug ist das Gebläse an einem Orte aufzustellen, welcher weder zu hohen Temperaturgraden noch dem Froste ausgesetzt ist; im ersteren Falle kommt erwähnte Masse zum Schmelzen und fliesst zu einzelnen grösseren Partieen zusammen, wodurch der dichte Schluss der Flügel verloren geht; im anderen wird der Ueberzug spröde und springt beim Betriebe ab. Da die Kolben aus Holz bestehen, ist auch ein feuchter Standort des Gebläses zu vermeiden, weil der Holzmantel desselben dadurch trotz seiner soliden Befestigung auf den eisernen Bügeln dem Quellen ausgesetzt sein würde.

Der Antrieb der Flügewellen erfolgt durch 2 Riemenscheiben, welche an den Enden der einen Welle befestigt sind, von welcher aus die Bewegung auf die zweite Welle mittelst zweier Zahnräderpaare von gleichem Durchmesser übertragen wird. Die Länge der Kolben resp. des Gehäuses in der Axenrichtung beträgt 1250 mm und es ist darum die Hauptaxe noch einmal an ihren Enden gelagert, um event. Vibrationen derselben zu verhindern; die übertragenden Zahnräder laufen in einem Holzgehäuse, welches sowohl den Zutritt von Staub verhindern als auch unvorsichtiger Annäherung vorbeugen soll. Mit dem gezeichneten Root's Blower kann bei 260 Touren pro Minute und bei geschlossener Ausströmungsöffnung ein Druck von 1100 Wassersäule erzielt werden. Man ist im stande, mit diesem Gebläse in einem Cupol-Ofen von 750—900 mm Durchmesser zu schmelzen:

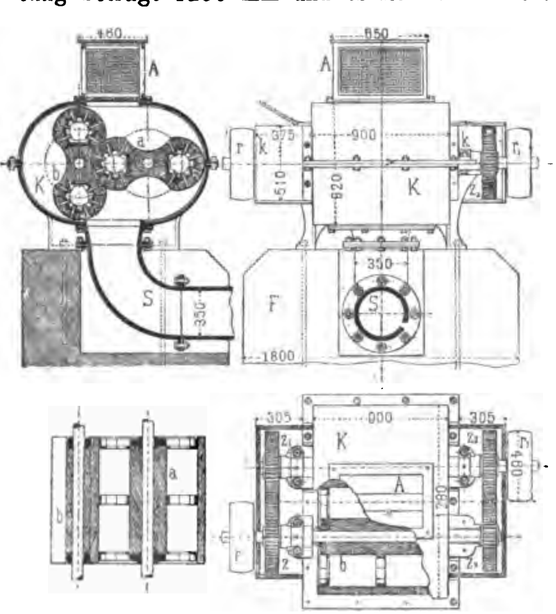


Fig. 1503—1506.

bei 180	Umdrehungen	pro	Min.	1750	kg	Eisen	pro	Stunde
„ 220	„	„	„	2250	„	„	„	„
„ 260	„	„	„	2750	„	„	„	„
„ 295	„	„	„	3100	„	„	„	„
„ 330	„	„	„	3500	„	„	„	„
„ 350	„	„	„	3750	„	„	„	„

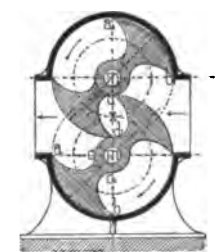
Die Art der Aufstellung und einige Constructionsdetails der Root's Blower der Aerzener Maschinenfabrik Adolf Meyer sind in den Fig. 1503—1506 gegeben. Die Flügel $a\ b$ sind in der Fig. 1505 noch einmal herausgezeichnet und es ist ihre Zusammensetzung daraus ersichtlich. Das Gehäuse K besteht aus einer unteren und einer oberen Schale, welche je aus einem Stück gegossen sind; die Unterschale trägt gleichzeitig die Lager für die Wellen. Da die Theilung des Gehäuses genau in der Wellenebene liegt, kann die Oberschale leicht entfernt werden und es sind dann sämmtliche arbeitenden Theile leicht zugänglich. Das Anschlusstück für die Rohrleitung S lässt sich nach Bedürfniss nach oben oder unten setzen und hat man dann nur die Umdrehungsrichtung der Flügel zu ändern. Durch A tritt die angesaugte Luft in das

Gehäuse, indem sie vier die Wände des Kastens *A* bildende Drahtgewebe passirt und gröbere Unreinigkeiten dort zurücklässt. Die Druckleitung ist hier durch das Gusseisenrohr *S* gebildet. Oft findet man auch gemauerte Canäle als Windleitung in Anwendung; es sind diese jedoch zu verwerfen, da dieselben sich für die durch den Blower hervorgerufene Luftpressung als nicht dicht genug erweisen, während solche für Centrifugalgebläse meist noch zulässig sind.

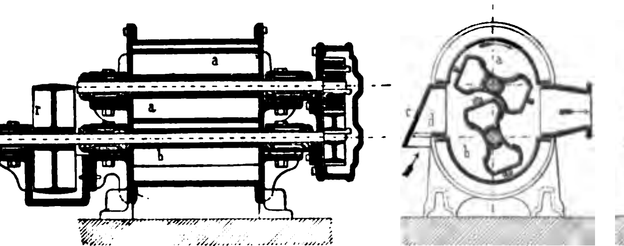
Tabelle von Root's Blower aus der Maschinenfabrik von A. Meyer in Aerzen.

Bezeichnung	Zum Schmelzen von Eisen			Für Schmiedefeuer	Annähernde Pferdekraft	Volumen an Wind in Kubikmetern pro Min.	Windleitung	Riemenscheiben		Gewicht
	Umdrehungen pro Min.	Kilogr. pro Stunde	Innere Dimensionen der Cupolöfen	Anzahl der Schmiedefeuer			mm	Durchmesser mm	Breite mm	
A	500	—	—	1	0,15	1,5	70	125	50	30
B	500	—	—	3—4	0,5	7,8	80	200	55	86
C	500	—	—	6—7	1	15,0	96	220	85	210
1	400	—	—	10	2	28,3	140	250	75	350
2	400	3048	610—760	20	3	56,6	200	305	100	550
3	350	4572	760—920	35	5	84,9	250	370	150	750
4	325	8128	920—1220	50	7	128,8	300	405	150	1050
5	320	12192	1220—1225	79	9	181,1	350	527	175	1375

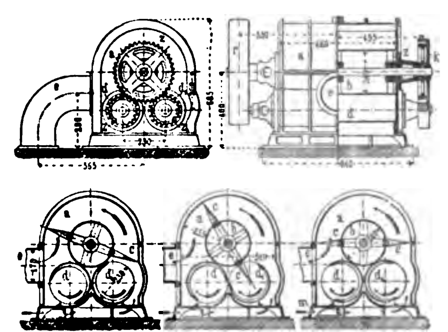
Um die Gebläse von der Empfindlichkeit gegen äussere Einflüsse frei zu machen, hat man die Kolben derselben vielfach ganz aus Eisen hergestellt. Solange man aber die den Holzflügeln eigenthümliche Form beibehielt, war man genöthigt, auch die Ueberzugsmasse beizubehalten, welche jedoch auf der eisernen Oberfläche sehr schlecht haftet und überdies einen Theil der schon früher erwähnten Uebelstände im Gefolge hat. Um dies zu vermeiden, ist von Root die in der Fig. 1507 gezeichnete Anordnung angegeben. Der durch diese Gebläse gelieferte Luftstrom ist jedoch weit weniger gleichmässig und es arbeiten dieselben zudem mit grossem Geräusch. Dieses rührt von Erschütterungen her, welche dadurch entstehen, dass die Flügel ein grösseres Luftquantum schöpfen als die hölzernen, dass sie aber infolge ihrer Form bei jeder Umdrehung ein bestimmtes Quantum Luft wieder zurück in den Saugraum treten lassen. Es können diese Gebläse darum nur für kleinere Ausführungen, welche für nur wenige Schmiedefeuer bestimmt sind, zur Anwendung kommen.


Fig. 1507.

Neuerdings ist eine Anordnung von Root's Gebläse durch die Ausstellung in Reading (England) bekannt geworden, welche in den Fig. 1508—1510 gezeichnet ist. Wie aus den Querschnitten zu ersehen ist, wurde hier die allgemeine Form der hölzernen Flügel beibehalten, der concave Theil derselben jedoch weiter zurückgesetzt und nur ein sehr geringer Theil an den Enden stehen gelassen, durch welche der nöthige Contact bewirkt wird. Auf diese Weise ist die Grösse der zu bearbeitenden Flächen um mehr als drei Viertel reducirt und hierdurch einerseits eine grosse Ersparniss an Arbeit und Material erzielt, anderseits der Reibungswiderstand des Apparates bedeutend vermindert. Die Maschine kann auch als Pumpe oder hydraulischer Motor benutzt werden und es ist dann ein besonders genauer Contact zwischen den Flügeln erforderlich, zu welchem Zwecke an das Dichtungsstück ein Stück Leder mittelst Gegenplatte und Schraubenbolzen befestigt wird.


Fig. 1508—1510.

Baker's Gebläse. Dieses Gebläse, welches hauptsächlich für den Betrieb von Cupolöfen Anwendung findet, ist in den Fig. 1511—1515 dargestellt. In dem Gehäuse *a* arbeitet ein Cylinder *b*, auf dessen Umfange zwei Flügel *c c* befestigt sind. Die Fig. 1513 bis 1515 zeigen die Flügel in verschiedenen Stellungen. Die zwei unteren Trommeln *d* und d_1 dienen dazu, eine Dichtung zwischen dem Saug- und Druckraum herzustellen, indem sie die mittlere Trommel fast


Fig. 1511—1515.

berühren. Seitliche Oeffnungen in den unteren Trommeln gestatten den Flügeln, ungehindert den unteren Theil ihres Weges zu durchlaufen; während eine Trommel einen Flügel aufnimmt, stellt die zweite immer die Abdichtung her. Die weitere Wirkungsweise dieses Gebläses wird durch die eingezeichneten Pfeile genügend verdeutlicht.

3. Die Dampfstrahlapparate.

Die erfolgreiche Benutzung des Dampfstrahles zur Bewegung von Flüssigkeiten haben wir bereits bei Besprechung der Injectoren in dem Capitel „Pumpen" kennen gelernt. In ganz ähnlicher Weise dient der Dampfstrahl auch zur Bewegung gasförmiger Körper, indem er seine Bewegung dem umgebenden Gase mittheilt und demselben eine gewisse Geschwindigkeit ertheilt. Die grosse Leistungsfähigkeit der Dampfstrahlapparate erklärt sich durch den gleichen Aggregatzustand, in welchem sich der treibende wie der getriebene Körper befinden.

Die Dampfstrahlapparate wirken auf der einen Seite saugend, auf der anderen drückend und werden darum ebensowohl als Exhaustoren wie als Gebläse angewendet.

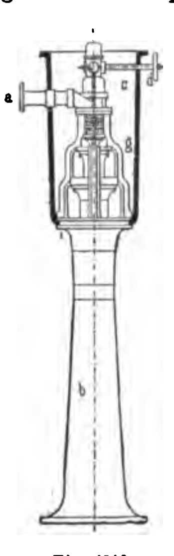


Fig. 1516.

Die Fig. 1516 zeigt die Construction von Körting's Dampfstrahlgebläse, wie solches zur Erzeugung von Unterwind für Feuerungsanlagen in neuerer Zeit sich vielfach eingeführt hat. Der Apparat besteht aus einem System von mehreren mit einem gewissen Spielraum ineinander gesteckten Düsen, welche in einem durchbrochenen Gehäuse *g* angebracht sind. Der Betriebsdampf tritt bei *a* ein und strömt aus der obersten der oberen drei kleinen metallenen Düsen der Dampfdüse in das Düsensystem. Durch den Eintritt des Dampfstrahles aus der engeren in die weitere Düse wird eine Luftverdünnung hervorgerufen, vermöge deren die den Apparat umgebende Luft eingesaugt und mit der ihr durch den Dampfstrahl mitgetheilten Geschwindigkeit durch das Rohr *b* der Feuerung (besonders Gasgeneratorfeuerung) zugeführt wird. Der geringe Feuchtigkeitsgehalt der Luft ist nicht nur nicht nachtheilig, sondern wirkt im allgemeinen noch günstig, indem durch denselben einestheils die Roste vor dem Verbrennen geschützt werden, anderntheils durch Zersetzung des Wasserdampfes in Wasserstoff und Sauerstoff ein günstiger Einfluss auf die Beschaffenheit der Verbrennungsgase ausgeübt wird. Die Regulirung des Dampfeintritts erfolgt durch ein Handrädchen *d*, mittelst dessen eine Dampfspindel mehr oder weniger bis zum vollständigen Abschluss in die Dampfdüse eingeführt werden kann. Nach der Stärke des aus der letzteren austretenden Dampfstrahles richtet sich die geförderte Luftmenge und die Luftpressung, sodass man durch einfache Drehung des Handrades *d* im Augenblick einen stärkeren oder schwächeren Betrieb der Feuerung eintreten lassen kann. Um das durch den Dampfstrahl verursachte unvermeidliche Geräusch zu dämpfen, ist das Düsensystem von einem Schalltrichter *c* eingeschlossen, auf welchem sich sodann das Luftzuführungsrohr aufsetzt. Zwischen letzterem und dem Schalltrichter ist zweckmässig eine hermetisch schliessende Drosselklappe anzubringen. Beifolgende Tabelle enthält einige Angaben über die Leistung und die Rohrdimensionen der verschiedenen Grössen Körting'scher Dampfstrahlgebläse.

Nummer des Gebläses	Genügt zum Verbrennen von		Minimal-Durchm. des	
	Steinkohlen pro Stunde kg	Braunkohlen pro Stunde kg	Dampfrohres mm	Windrohres mm
1	20	35	10	125
2	60	100	15	215
3	90	150	15	235
4	125	200	20	275
5	200	325	25	325
6	250	425	30	350
7	375	625	35	425
8	500	850	35	475
9	1000	1700	40	600
10	1500	2500	50	700

Infolge der saugenden Wirkung auf der einen Seite des Düsensystems eignet sich der Apparat auch als Exhaustor sowie zur Bewegung verschiedener Gase, welche dann in besonderen Rohrleitungen dem Düsensystem zugeführt werden, wobei für diesen Fall dem Schalltrichter die entsprechende Form zu geben ist. In der Fig. 1517 ist ein derartiges Kohlensäuregebläse von Körting gezeichnet, welches neuerdings vielfach zum Ersatz der Kohlensäurepumpen in Zuckerfabriken Verwendung findet. Der Dampf tritt bei *a* ein und saugt vermöge des durch das Handrad *b* zu regulirenden Dampfstrahles bei *c* die Kohlensäure durch die Leitung *d* an. Ein Gemisch von Dampf und Kohlensäure strömt durch *e* in den Kasten *k*, wo ein grosser Theil des Dampfes condensirt und als Wasser abgesetzt wird, welches durch *g* entfernt werden kann. Die Kohlensäure selbst wird durch das Rohr *h* ausgeblasen.

Körting's Dampfstrahl-Gas-Exhaustor ist in Fig. 1518 abgebildet und kommt in dieser Form besonders als Theergas-Exhaustor für Theerschwelereien sowie als Exhaustor in Verbindung mit einem Wasserkühler für Zwecke der Gasfabrikation in Anwendung. Construction und Wirkungsweise des Apparates werden nach dem Vorhergehenden keiner Erläuterung mehr bedürfen.

Körting's Dampfstrahl-Ventilator ist in der Fig. 1519 in einer Anordnung gezeichnet, wie derselbe als Schornsteinventilator oder für bergbauliche Zwecke (zur Entfernung der Wetter aus Gruben u. s. w.) mit Vortheil zur Verwendung kommt. Der aus dem Düsensystem $d\ d_1\ d_2\ d_3$, dem dazu gehörigen Gehäuse und dem Rohr S gebildete Apparat kann in dem ersten Falle entweder zur Zugverstärkung eines bestehenden Schornsteins dienen, oder er hat allein zu arbeiten und ein Schornstein ist nicht vorhanden. Für ersteren Zweck wird der Ventilator innerhalb des Schornsteins so aufgestellt, dass die Mittellinien beider zusammenfallen und der obere Rand des Druckrohres S gegen die Schornsteinwände vollkommen abgedichtet ist, sodass Saug- und Druckraum voneinander getrennt sind. In dem zweiten Falle wird am einfachsten über dem Fuchse C ein niedriger Sockel aus Mauerwerk hergestellt, welcher mit einer gusseisernen Platte abgedeckt wird, wie aus Fig. 1519 zu ersehen ist. In diese Platte wird der Ventilator hineingehängt und mit der Flansche der letzten grossen Düse darauf festgeschraubt. Bei a erfolgt der Dampfeintritt; s ist das Handrad für die Regulirspindel.

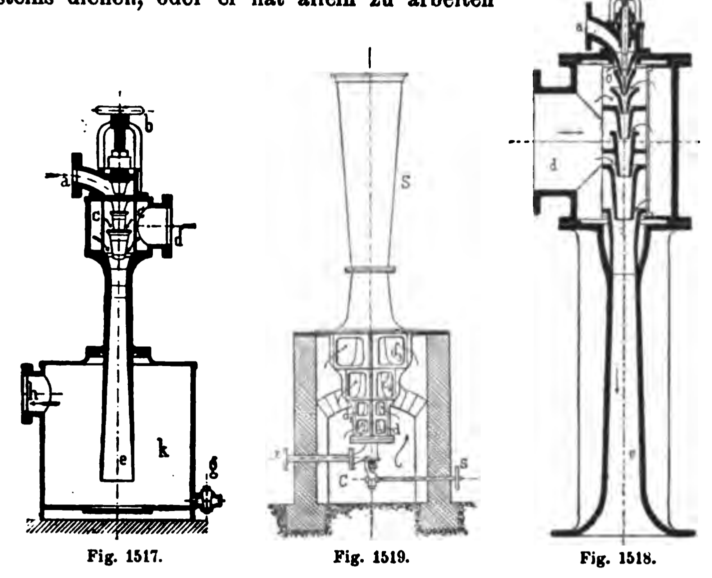


Fig. 1517. Fig. 1519. Fig. 1518.

Die Dampfstrahlventilatoren eignen sich ausserdem noch besonders zur Entfernung schlechter, verdorbener Luft aus Arbeits- und Schiffsräumen, zur Ventilation von Trockenräumen, zum Hindurchsaugen von Luft oder anderen Gasen durch Flüssigkeiten oder locker aufeinander geschichtete feste Körper u. s. w. Für chemische Fabriken, in welchen dieselben vielfach zur Bewegung von Gasen in Anwendung kommen, welche das Eisen angreifen würden, werden diese Ventilatoren aus Hartblei, Thon u. s. w. gefertigt, wenn die Temperatur der abzusaugenden Gase eine nicht zu hohe ist.

Die wesentlichen Vorzüge der Dampfstrahl-Gebläse, -Ventilatoren und -Exhaustoren bestehen besonders darin, dass sie ohne bewegliche Theile (Ventile, Kolben u. dgl.) arbeiten und somit fast nie einer Abnutzung und Reparatur unterworfen sind und dass ihre Aufstellung ohne besondere oder kostspielige Fundamentirungen und ihr Betrieb ohne allen maschinellen Zubehör erfolgen kann.

Tabelle über Leistungen und Dampfrohrdimensionen der Schornsteinventilatoren von Körting.

Nummer des Ventilators	Genügt zum Verbrennen von		Heizfläche der Kessel bei		Lichte Weite des Dampfrohres
	Steinkohlen pro Stunde kg	Braunkohlen pro Stunde kg	Steinkohlenfeuerung qm	Braunkohlenfeuerung qm	mm
1	20	35	6,3	5,2	20
2	50	80	15,5	13	20
3	90	150	30	25	25
4	175	290	55	47,5	30
5	355	590	115	95	40
6	570	940	185	150	45
7	760	1250	250	200	50
8	950	1560	315	250	60
9	1400	2350	460	380	70
10	1930	3200	625	520	80

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Fink, Theorie und Construction der Brunnen-Anlagen u. s. w., Ventilatoren und Exhaustoren. Berlin, Rudolph Gärtner.
„Hütte", Des Ingenieurs Taschenbuch. Sammlung von Zeichnungen.
Rämdohr, Die Maschinen. Halle a. S., G. Knapp.
Riedler, Maschinen-Skizzen für Berg- und Hüttenwesen. Wien, Lehmann & Wentzel.
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Braunschweig, Schwetschke & Sohn.
Uhland, Der practische Maschinen-Constructeur. Leipzig, Baumgärtner.

X. Luftpumpen und Luftcompressionsmaschinen.

Die Luftpumpen und die Luftcompressoren, welche erstere nur zur Verdünnung der Luft und letztere zur Verdichtung der Luft für industrielle Zwecke in Gebrauch sind, sind ihrem Wesen nach gleichartige Maschinen, bei welchen die Verschiedenheit der Wirkungsweise nur durch die umgekehrte Reihenfolge des Spiels der Ventile erfolgt. Die Luftcompressionsmaschinen sind gegenüber den Gebläsemaschinen dazu bestimmt, Luft von höherer Spannung, meist mehreren Atmosphären, zu erzeugen, welche meist motorischen Zwecken dient. Die bedeutsamste Verwendung der Luftpumpe in den Gewerben beruht auf der Eigenschaft der Flüssigkeiten, unter vermindertem Luftdruck bei niedrigerer Temperatur als bei dem atmosphärischen Luftdrucke zu sieden.

A. Die Luftpumpen.

Man benutzt die erwähnte Eigenschaft zum Eindampfen von Flüssigkeiten, welche bei der Eindampfung in offenen Gefässen wegen der dazu erforderlichen höheren Temperatur eine Zersetzung oder Veränderung erleiden würden. Dieses Eindampfen geschieht in geschlossenen Gefässen (sog. Vacuum-Apparaten), in welchen eine constante Luftverdünnung mittelst Luftpumpen hervorgerufen wird. Eine besondere Anwendung finden die Vacuum-Apparate in der Zuckerfabrikation, dann auch für die Herstellung condensirter Milch, von Fleischextract und vielen ähnlichen Substanzen. Man benutzt für erwähnten Zweck in den Zuckerfabriken die sogenannten **trockenen** und die **nassen Luftpumpen**.

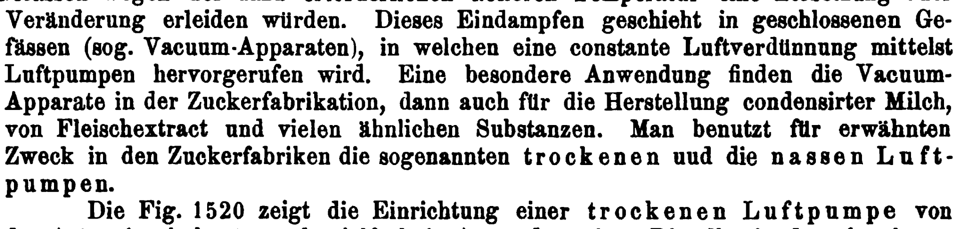


Fig. 1520.

Die Fig. 1520 zeigt die Einrichtung einer **trockenen Luftpumpe** von der Art, wie sie heute noch vielfach in Anwendung ist. Dieselbe ist dazu bestimmt, eine dauernde Luftverdünnung in dem Condensator und dem Fallrohr eines Verdampfapparates herzustellen und zugleich das Einströmen von Wasser durch die Brause aus einem in der Nähe aufgestellten Behälter in den Condensator zu bewirken. Das Fallrohr hat in dieser Anordnung mindestens 10 m Länge und es wird dasselbe stets mit einer Wassersäule angefüllt sein, deren Höhe der Grösse der augenblicklichen Luftverdünnung entspricht. Das Rohr s führt zu dem obersten Punkte des Condensators, kann daher kein Wasser aus demselben ansaugen. Die Pumpe selbst, deren Cylinder mit c bezeichnet ist, ist doppeltwirkend; u_1 und v_1 sind die beiden Saugventile, u und v die Druckventile, welche hier als Tellerventile ausgeführt sind. Dass die Pumpe fortwährend wirksam sein muss, wird bedingt durch den Luftgehalt der aus den Säften entwickelten Dämpfe, die unvermeidlichen, wenn auch geringen Undichtigkeiten des Apparates und der Leitungen und besonders durch die in dem Einspritzwasser gelöste Luft, die infolge der Luftverdünnung ununterbrochen austritt und sich dabei um ein Mehrfaches ihres Volumens ausdehnt.

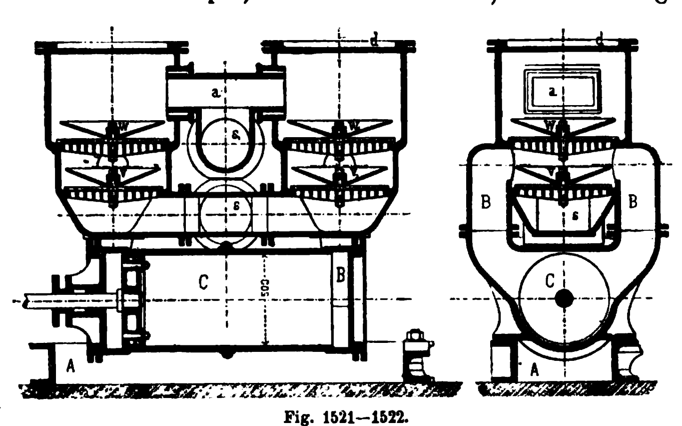


Fig. 1521—1522.

Während die trockene Luftpumpe nach dieser Einrichtung nur Luft zu saugen hat, sind von der nassen Luftpumpe neben der Luft noch nicht unbedeutende Wassermengen zu heben, weswegen letztere als vereinigte Luft- und Wasserpumpe ausgeführt werden und demnach auch grössere Abmessungen erhalten muss. Eine derartige **nasse Luftpumpe** wird durch die Fig. 1521—1522 dargestellt. Dieselbe ist doppeltwirkend und es steht ihr Kolben in directer Verbindung mit der Kolbenstange der Betriebsmaschine. Bewegt sich der Pumpenkolben von links nach rechts, so hebt sich die Gummiklappe des Saugventiles v und es tritt Wasser und Luft aus dem Condensator durch die Canäle $B\,B$ hinter den Kolben;

gleichzeitig wird die Klappe des Druckventiles w_1 gehoben und die im Pumpencylinder enthaltene Wasser- und Luftmenge zum Austritt durch a und das Druckrohr s_1 veranlasst. Beim Rückgang des Kolbens kommen das Saugventil v_1 und das Druckventil w zur gleichen Function. s ist das gemeinschaftliche Saugrohr, durch welches die Pumpe mit dem Condensator des Verdampfapparates in Verbindung steht.

In den Fig. 1523—1524 ist eine nasse Luftpumpe für gleichartige Zwecke der Zuckerfabrikation oder Brennerei gezeichnet, welche von dem französischen Ingenieur N. Fouquemberg construirt wurde. Die Pumpe, deren Cylinder mit c bezeichnet ist, steht in directer Verbindung mit der Betriebsmaschine A und ist mit derselben auf einem gemeinsamen Fundamentrahmen d montirt. a ist der Dampfmaschinencylinder, dessen Dampfvertheilung von einem einfachen Muschelschieber bewirkt wird; die den Gang der Maschine gleichmässig machende Rotationsbewegung wird durch die Uebertragung der Bewegung des Dampfkolbens mittelst gegabelter Pleuelstange auf die Welle w und die Schwungräder $s\,s$ erzielt. Statt eines Schwungkugelregulators ist hier ein Regulator r zur Anwendung gekommen, dessen Thätigkeit auf der Luftverdünnung beruht, welche durch die von der Schwungradwelle aus betriebene Luftpumpe p hervorgerufen wird.

Die Producte der Condensation gelangen durch das Rohr S abwechselnd durch eins der beiden Saugventile v in den Pumpencylinder c und von hier dementsprechend aus einem der Druckventile v_1 in den Kasten W. Der Abfluss des Condensationswassers erfolgt aus diesem Raume durch eine in der Seitenwand befindliche grössere Oeffnung, während die Luft durch das Rohr R entweicht. Nach Abnahme des Kastens W liegen die Druckventile vollständig frei; dieselben befinden sich auf einer besonderen gusseisernen Platte, nach deren Wegnahme auch die Saugventile, welche gleich den Druckventilen als Kautschukklappenventile ausgeführt sind, blosliegen, sodass auf diese Weise eine leichte und schnelle Zugänglichkeit des Inneren der Pumpe gesichert ist.

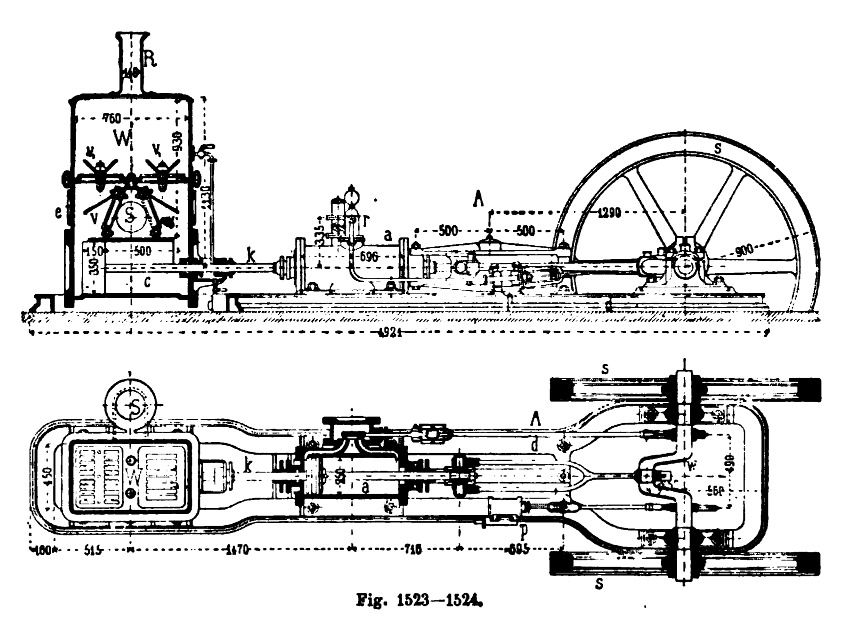


Fig. 1523—1524.

Eine zweite Hauptanwendung finden die Luftpumpen zur Entfernung der Luft und der Condensationsproducte aus den Condensatoren bei Condensationsdampfmaschinen. Die Luftpumpen werden dann gewöhnlich mit den Condensatoren vereinigt und ihre Bewegnng von der Bewegung der Maschine abhängig gemacht. Bei mässiger Kolbengeschwindigkeit sind die Kolbenstangen der Pumpe und des Dampfcylinders direct miteinander gekuppelt, sodass bei horizontalen Maschinen die Luftpumpe hinter den Dampfcylinder zu liegen kommt. Bei hoher Kolbengeschwindigkeit wählt man vielfach die verticale Aufstellung der Luftpumpe, oder man ordnet dieselbe unterhalb des Niveaus der Dampfmaschine an und betreibt sie durch Winkelhebel und Lenkstange vom Kurbel- oder Kreuzkopfzapfen, oder besser von einem besonderen Kreuzkopfe der nach hinten verlängerten Kolbenstange.

Die in den Fig. 1525—1526 dargestellte Condensations-Luftpumpe der Gebr. Sulzer in Winterthur zeigen die Grundform derartiger horizontalen Luftpumpen, wie sie mit geringen Abweichungen bezüglich der Ventilanordnungen u. s. w. vielfach zur Ausführung kommen.

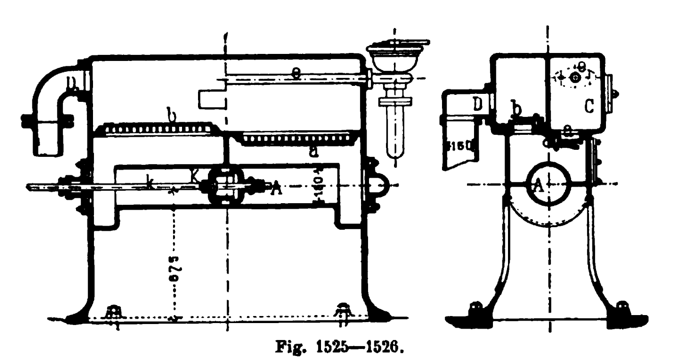


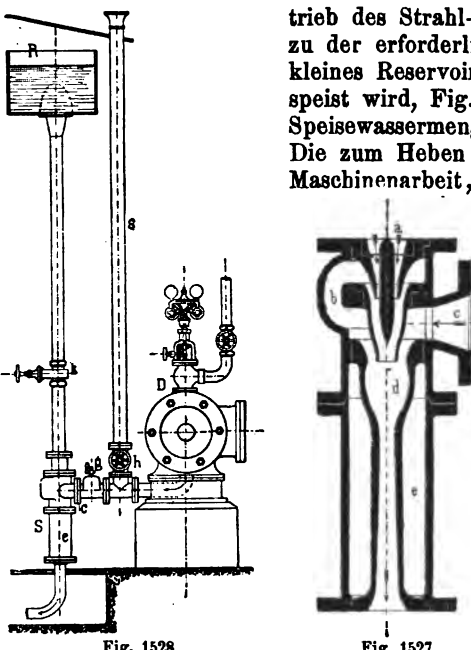
Fig. 1525—1526.

Die gezeichnete Luftpumpe ist doppeltwirkend und wird von der verlängerten Kolbenstange aus betrieben; A ist der Pumpencylinder und K der mit Hanf geliderte Pumpenkolben. Der obere Theil des Gehäuses enthält auf der einen Seite den Condensator C mit dem Einspritzrohre e und zwei Saugventilen a,

auf der anderen Seite befinden sich die Druckventile b und die Ausgüsse D und D_1. Die Ventile sind rechteckige Gummiklappenventile und es finden sich diese sowie auch runde Gummiklappenventile für derartige Pumpen meist in Anwendung.

In neuerer Zeit werden von Gebr. Körting in Hannover Strahl-Condensatoren gebaut, welche zur Herstellung eines Vacuums dienen, ohne dass man dafür eine besondere Luftpumpe nothwendig hat. Dieselben beruhen auf demselben Princip wie die Dampfstrahlapparate, werden jedoch statt mit Dampf mit gespanntem Wasser betrieben. In Fig. 1527 ist ein derartiger Strahl-Condensator im Durchschnitt gezeichnet, während die Fig. 1528 die Verbindung desselben mit einer Dampfmaschine verdeutlicht, wobei der Strahl-Condensator mit S bezeichnet ist. Bei a erfolgt der Wassereintritt. Das Wasser muss dem Condensator mit einem Gefälle von mindestens $4^1/_2$ Meter oder mit einem entsprechenden Drucke gleichmässig zufliessen. Mittelst des Stutzens c ist der Condensator mit dem Abdampfrohr der Dampfmaschine D in Verbindung; die Condensation erfolgt in dem Raume d, Fig. 1527, und es wird das Condensationswasser allein durch den Wasserstrahl ohne weitere Hilfsmittel aus dem Condensator entfernt.

Ist kein natürliches Gefälle vorhanden, so ist es erforderlich, für den Betrieb des Strahl-Condensators eine Kaltwasserpumpe aufzustellen, um das Wasser zu der erforderlichen Höhe zu heben; es ist dann nothwendig, das Wasser in ein kleines Reservoir R zu pumpen, aus welchem der Condensator regelmässig gespeist wird, Fig. 1528. Der Betrieb desselben erfordert das 25fache derjenigen Speisewassermenge, welche den von der Maschine verbrauchten Dampf liefert. Die zum Heben dieses Wassers erforderliche Arbeit variirt zwischen 1—2% der Maschinenarbeit, während der Strahl-Condensator, z. B. an einer gewöhnlichen Maschine ohne Condensator angebracht, je nach den Umständen eine Dampfersparniss von 20—40% erzielen lässt, da das von den Condensatoren erzielte Vacuum (ca. 65—70 cm) von grösserem Einflusse auf die effective Nutzleistung der Maschinen ist, weil der Effect nicht durch die sonst von der Luftpumpe erforderte Arbeit abgeschwächt wird.


Fig. 1528. Fig. 1527.

Der Condensator ist vertical aufzustellen und, wenn möglich, tiefer als der Cylinder der Maschine. Das Wasserzuführungsrohr, welches so gerade als möglich genommen werden soll und wenigstens 1 m über dem Condensator genau vertical geführt sein muss, ist mit einem Schieber k versehen, welcher genau den Durchmesser des Zuflussrohres hat. s ist ein besonderer, durch das Ventil h verschliessbarer Auslass für den Abdampf, wenn aus irgend einem Grunde ohne Condensation gearbeitet werden soll; g ist ein kleiner Lufthahn, welcher stets geöffnet werden muss, bevor der Dampfzufluss zur Maschine oder der Wasserzufluss geschlossen wird.

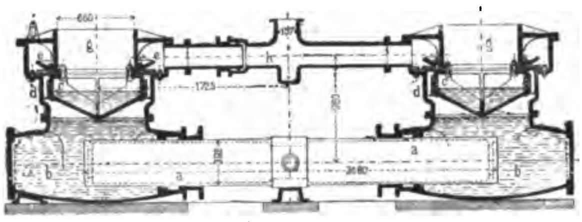
B. Die Luftcompressionsmaschinen.

Für die Zusammendrückung grösserer Luftmengen werden, gleichwie zur Luftverdünnung, Pumpen benutzt, deren Kolben durch Dampf- oder Wasserkraft in Bewegung gesetzt werden. Bei kräftiger Compression der Luft tritt eine sehr bedeutende Erwärmung derselben ein; es muss deshalb für eine genügende Abkühlung des Pumpencylinders gesorgt werden, wenn nicht dieser sowie der Kolben und die anderen beweglichen Theile einer schnellen Abnutzung unterliegen sollen.

Die Verwendung der comprimirten Luft ist eine sehr mannigfache. Man benutzt dieselbe zur Luftversorgung für unterseeische Arbeiten sowie für Arbeiten in unathembaren Gasen. In neuerer Zeit wird die gepresste Luft mit grossem Vortheil zur Beförderung von Briefen und kleinen Packeten in eisernen Röhren (Rohrpost) verwendet, sowie auch zum Transport und zum Mischen von Flüssigkeiten u. s. w. Die vorzüglichste Anwendung findet jedoch die comprimirte Luft an Stelle des Dampfes zum Betriebe von Maschinen, bei denen aus irgend einem Grunde die Benutzung des Dampfes als Betriebskraft unthunlich ist; so namentlich beim Betriebe der bei Tunnelarbeiten benutzten Bohrmaschinen.

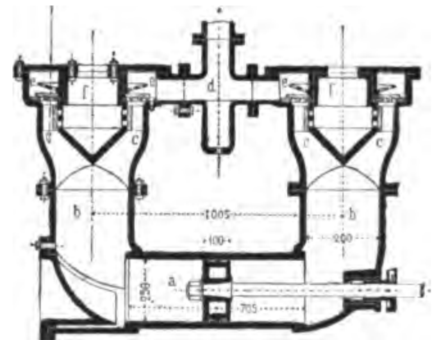
Es verbietet sich hier die Anwendung der Dampfkraft dadurch, dass es schwer ist, dem verbrauchten Dampfe einen geeigneten Ausweg zu verschaffen; die comprimirte Luft gewährt hier aber gleichzeitig den grossen Gewinn, dass sie durch ihren Austritt unmittelbar an der Arbeitsstelle die erforderliche frische Luft für die dort thätigen Mannschaften liefert und so zur Ventilation des Tunnels wesentlich beiträgt.

Eine Luftcompressionspumpe, wie sie für die Bohrarbeiten am Mont-Cenis-Tunnel zur Anwendung gelangte, ist in der Fig. 1529 im Durchschnitt gezeichnet. Die Pumpe besteht aus einer kastenförmigen Sohlplatte, worauf die zwei Plungerrohre *b b* und die Geradführung für den Doppelplunger aufgeschraubt sind; dem Doppelplunger *a*, der mit jedem Ende in einem der Plungerrohre arbeitet, 1252 mm Hub und 392 mm Durchmesser hat; zwei an diesem in der Mitte angreifenden Pleuelstangen, welche die Bewegung von einem mittelst Wasserkraft getriebenen Zahnrade auf den Plunger übertragen, und den beiden auf die Plungerrohre aufgeschraubten Ventilkasten *d d*, an deren Deckel ein angeschraubter Konus *c* das Saugrohr bildet. Am äusseren Umfange des Saugrohres liegt ein stramm aufgezogener Gummiring, welcher als Saugventil dient. Eine zwischengeschraubte schmiedeeiserne Scheibe bildet mit einem flachen Gummiring das Druckventil *e*, für welches ein gusseiserner durchbrochener Ring als Auffänger dient. Da die Comprimirung der Luft auf 5 At Ueberdruck getrieben wird, so musste die Abkühlung durch kaltes Wasser, welches die Räume *b b* füllt und constant zu- und abfliesst, bewirkt werden. Dieses Wasser fliesst durch die Ventilkasten ein, sammelt sich in den konischen Böden an und wird gleichzeitig mit der Luft angesaugt. Die abgesperrte Wassermenge macht die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens *a* durch Steigen und Fallen mit, wobei sich die Wassersäule den Ausströmungsventilen *e e* so weit nähert, dass der sonst bei Compressionspumpen (Gebläsemaschinen) vorhandene schädliche Raum auf ein Minimum herabgezogen wird.


Fig. 1529.

Die die beiden Ventilkasten verbindende Druckleitung *h* hat 156 mm lichten Durchmesser und es ist in dieselbe eine Verschraubung derart eingeschaltet, dass jede Compressionspumpe abgesperrt werden kann. Die Leitung führt nach oben in den Accumulator, in welchem die Pressungsdifferenzen ausgeglichen werden und der zugleich zum Absetzen des mitgerissenen Wassers dient.

Vorbeschriebene Luftcompressionspumpe, auch nasser Compressor genannt, ist nach dem System Sievers (Humboldt, Maschinenbau-Actiengesellschaft in Kalk bei Köln) ausgeführt, gleichwie der nach demselben System erbaute Compressor, Fig. 1530, welcher letztere von einer mit demselben verbundenen Dampfmaschine zu betreiben ist. *a* ist der Cylinder der doppeltwirkenden Pumpe, in dem ein Scheibenkolben arbeitet, welcher von der verlängerten Dampfkolbenstange aus bewegt wird. Die Einrichtung der Saugventile *c c* und der Druckventile *e e* ist die gleiche wie bei der Pumpe Fig. 1529; für die Druckleitung entfällt jedoch die Einrichtung für Absperrung der einen Seite des Compressors, da nach dieser Einrichtung die Ventile, wie bei jeder doppeltwirkenden Pumpe, stets zusammenarbeiten müssen.


Fig. 1530.

Eine von dieser etwas abweichende Form zeigt die durch Fig. 1531 dargestellte Luftcompressionsmaschine, welche in grösseren Dimensionen ausgeführt ist und mit kreisförmigen Gummiklappenventilen arbeitet. Der Lufteintritt erfolgt durch die Saugventile *d d*, welche sich nach dem Inneren der entsprechend geformten Ventilkasten *c c* öffnen. Die gitterartigen Sitzflächen der Saugventile sind etwas hohl ausgeführt, damit die Gummiplatte auch in dieser umgekehrten Lage stets das Bestreben behält, die Saugöffnungen zu schliessen.

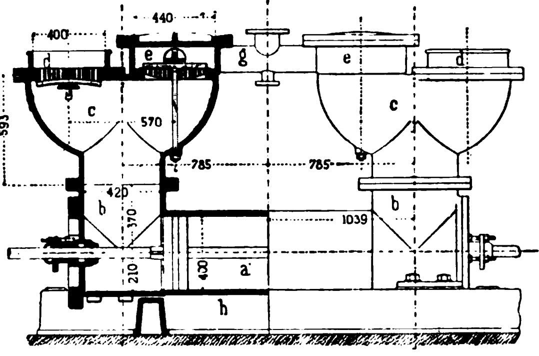


Fig. 1531.

In den Fig. 1532—1535 ist ein nasser Compressor, System Angström, gezeichnet. Derselbe ist in stehender Anordnung ausgeführt und zeigt zwei verticale Pumpencylinder b und b_1, deren Kolben von oben her mittelst der Zahnräder z und z_1 durch das Zahnrad z_2 von einer Transmission aus bewegt werden. Die Kolbenstangen sind ausserhalb der Cylinder in den Leitbahnen l und l_1 mittelst der Kreuzköpfe k und k_1 geführt, an welchen Pleuelstangen angreifen, deren Kurbelwarzen unter 90° gegeneinander verstellt sind. Die Pumpencylinder sind mit je einem zweiten Cylinder a und a_1 derart verbunden, dass dieselben untereinander mittelst der hohlen Grundplatte c communiciren, und es enthält jeder der Cylinder ein Saugventil v und ein Druckventil w, sodass beide Hälften der ganzen Maschine als je eine doppeltwirkende Pumpe zu betrachten sind. Die Anordnung der Ventile in den Cylinderdeckeln wird durch

Fig. 1535 näher erläutert, welche einen Schnitt durch den oberen Theil des Cylinders b_1 darstellt. Bei dem Aufgang des Kolbens tritt Luft durch das äussere Saugventil v in das Innere des Cylinders a, während die über dem Kolben befindlich gewesene Luft die innere Klappe w hebt und in den gemeinsamen Druckkasten g eintritt. Beim Niedergange des Kolbens öffnet sich das innere Ventil v, Luft tritt in den Cylinder b und die in a befindliche Luft wird durch das die Cylinder z. Th. ausfüllende Wasser zum Austritt durch die äussere Klappe w gezwungen. In gleicher Weise arbeitet die rechtsseitige Pumpe in den Druckkasten g_1, und die gepresste Luft tritt jetzt aus g und g_1 durch das Rohr r in den gemeinsamen Druckregulator d, welchen die gepresste Luft durch das Rohr s in einem gleichmässigen Strome verlässt.

Fig. 1532—1535.

Bei dem Bau des Gotthard-Tunnels beschaffte man die Kühlung der für den Betrieb der Gesteinsbohrmaschinen angewendeten Luftcompressionsmaschinen auf anderem Wege, nämlich dadurch, dass man die betreffenden Kolben und Kolbenstangen hohl machte und in die dadurch gebotenen hohlen Räume das kalte Wasser einführte und völlig circuliren liess, indem fortwährend kaltes Wasser zugeleitet und warmes Wasser abgeführt wurde. Die Construction derartiger Luftcompressionspumpen rührt von M. Colladon her; in den Fig. 1536—1538 sind die Hauptheile einer solchen Pumpe gezeichnet, welche für die Comprimirung von Luft und anderen Gasen dient. Fig. 1538 zeigt die allgemeine Anordnung des liegenden Cylinders c, welcher direct hinter der Betriebsmaschine auf demselben Fundamentrahmen montirt ist, während Fig. 1536 einen Horizontalschnitt durch die Axe des Cylinders darstellt. a und b sind die beiden Saugventile, a_1 und b_1 die Druckventile, welche sich erstere nach dem Inneren des Cylinders, letztere nach den eingesetzten Druckventilkasten zu öffnen. Um die schädlichen Räume während der Compression ohne Anwendung von bewegtem Wasser auf das erreichbare Minimum herabzuziehen, sind die Ventile direct in den Cylinderdeckeln angebracht; um für erstere die nothwendigen Querschnitte zu erhalten, hat man den Deckeln konische Formen gegeben, welchen sich die Form des Kolbens K beiderseits anschliesst. Auf diese Weise wurde es möglich, in dem Kolben Hohlräume zu schaffen, welche mit dem Inneren der hohlen Kolbenstange k communiciren. Letztere ist an ihrem hinteren Ende durch einen kleinen Deckel verschlossen, durch welchen ein in Bezug zu der Bewegung der Kolbenstange festes Rohr o mittelst Stopfbüchse in das Innere der Kolbenstange derart führt, dass bei Bewegung der letzteren stets ein dichter Abschluss zwischen beiden gewahrt bleibt. Das Rohr o wird von einem Rohr s_1 umschlossen, an dessen Ende ein kleines Ventil v sich befindet, von wo aus ein etwas engeres Rohr s_1 bis zu dem anderen Ende des hohlen Kolbens geführt ist. Bewegt sich nun der Kolben in der Pfeilrichtung, so ist das Ventil v geschlossen und es findet während des ganzen Kolbenhubes ein Ansaugen von kaltem Wasser statt, welches aus dem Gefässe s entnommen wird, Fig. 1538. An dem in das Wasser eintauchenden Ende des Rohres o befindet sich ein Fussventil, sodass jetzt beim Rückgang des Kolbens die in das Rohr s_1 getretene Wassermenge durch das Ventil v in das Rohr s_2 gedrängt wird, an dessen Ende es zum Austritt in den Hohlraum der Kolbenstange gelangt. Letzterer ist in der Mitte durch eine Wand in zwei Theile getheilt, sodass das vordrängende Wasser gezwungen ist, seinen Weg durch die miteinander communicirenden Hohlräume des Kolbens zu nehmen, um von dort den anderen Theil der Kolbenstange zu durchlaufen, welchen es durch das Rohr u verlässt. Ist die Erwärmung des austretenden Wassers eine nicht zu grosse, so kann man dasselbe auch durch ein elastisches Rohr n in den um den Pumpencylinder angeordneten Hohlraum führen; im anderen Falle wird diesem Wassermantel

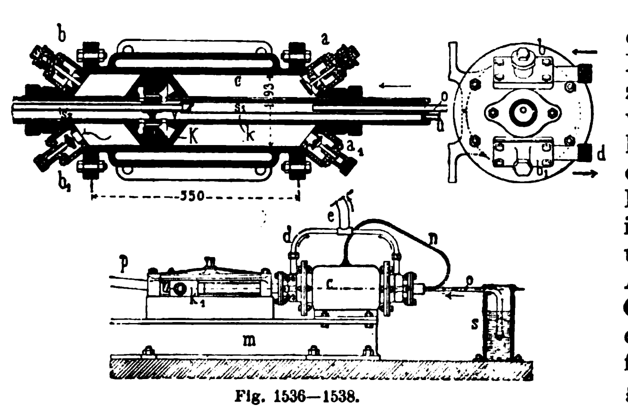


Fig. 1536—1538.

frisches Wasser continuirlich zugeführt. Die gepresste Luft verlässt die Ventile a_1 und b_1 durch die Rohre d, welche sich zu dem Rohre e vereinigen, durch das dieselbe nach dem Druckregulator geführt wird.

Einen besonderen Vortheil gewährt die vorstehende Anordnung durch den Umstand, dass die Menge des verbrauchten Kühlwassers stets proportional der Anzahl der Kolbenhübe, also auch der Comprimirung des Gases ist. Weiter liefert diese Maschine das comprimirte Gas in vollkommen trockenem Zustande, da dasselbe innerhalb der Pumpe nicht mit Wasser in Berührung kommt, was für besondere Fälle, z. B. wenn gepresste Luft für einen Schmelzraum bestimmt ist, von grossem Vortheil ist.

Bei dem Bau des Gotthard-Tunnels waren auf der italienischen Seite (bei Airolo) vier Systeme von je drei gekuppelten Luftcompressionsmaschinen dieses Systems für den Betrieb der Gesteinsbohrmaschinen in Thätigkeit. Die Cylinder der Compressoren hatten 460 mm Durchmesser, der Kolbenhub betrug 450 mm und die Kolbengeschwindigkeit 1,35 m pro Secunde. Das durch drei Luftpumpen einer Maschinengruppe pro Minute angesaugte Luftvolumen war zu 36,210 cbm angegeben, welches Volumen durch das Zusammendrücken bis auf 7 At Ueberdruck auf 4,526 cbm reducirt wurde.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Ramdohr, Die Maschinen. Halle a. S., G. Knapp.
Riedler, Maschinen-Skizzen für Berg- und Hüttenwesen. Wien, Lehmann & Wentzel.
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Braunschweig, Schwetschke & Sohn.
Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation. Braunschweig, Vieweg & Sohn.

Alphabetisches Namen- und Sachregister.

A.

B.

C.

D.

E.

F.

G.

H.

N.

O.

P.

Q.

R.

S.

T.

U.

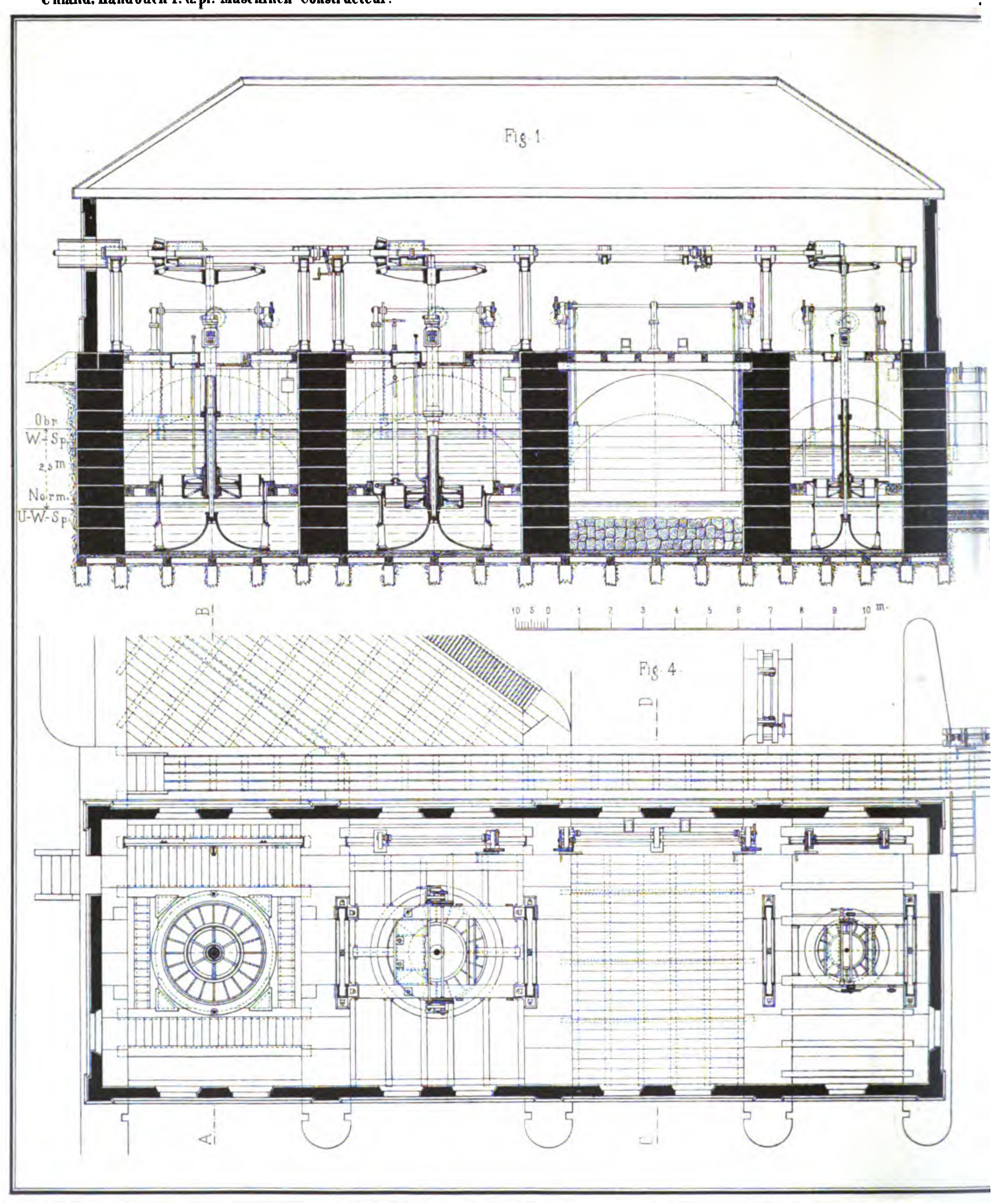
V.

W.

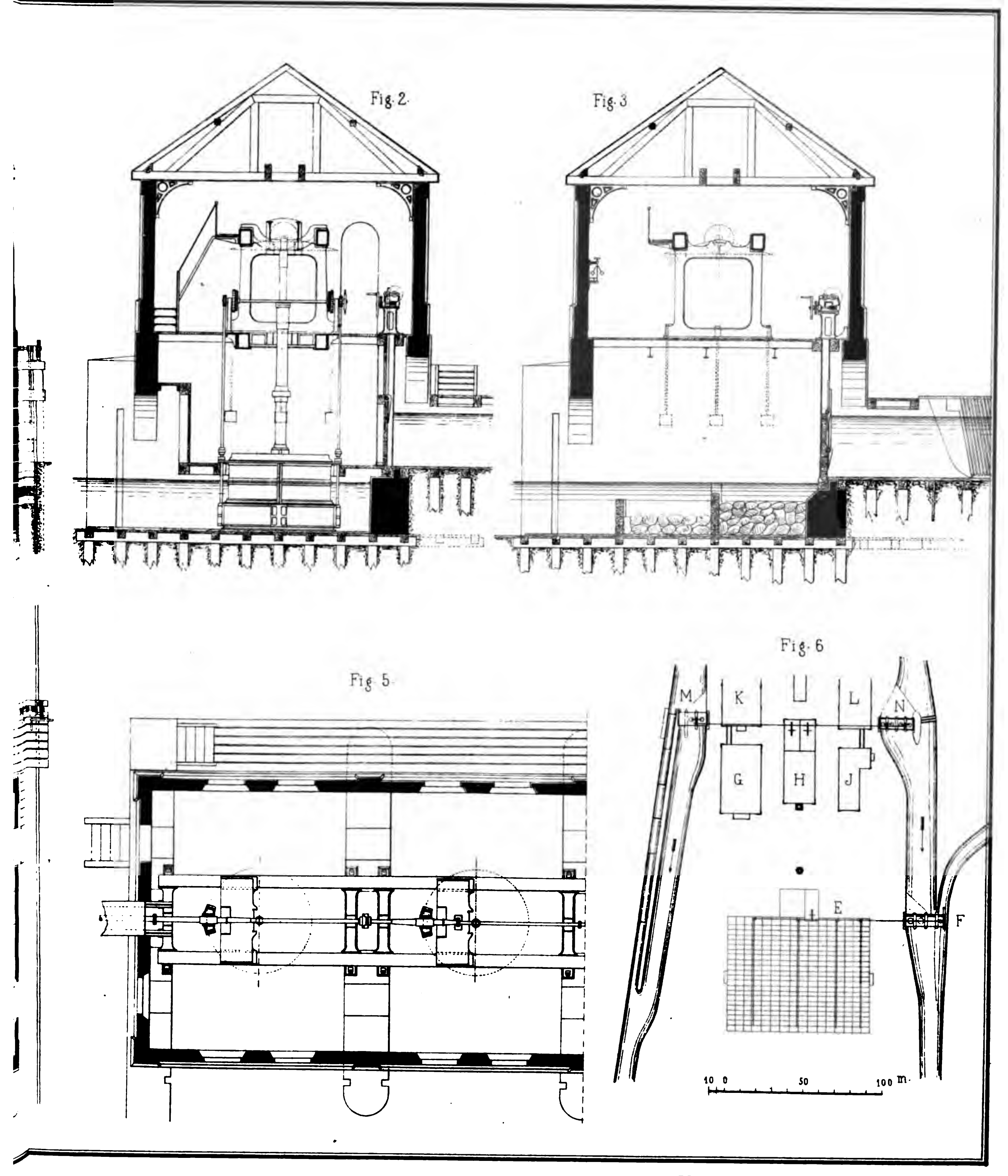
Z.

Druck von J. B. Hirschfeld in Leipzig.

Turbinen-Anlage, ausgeführt von d

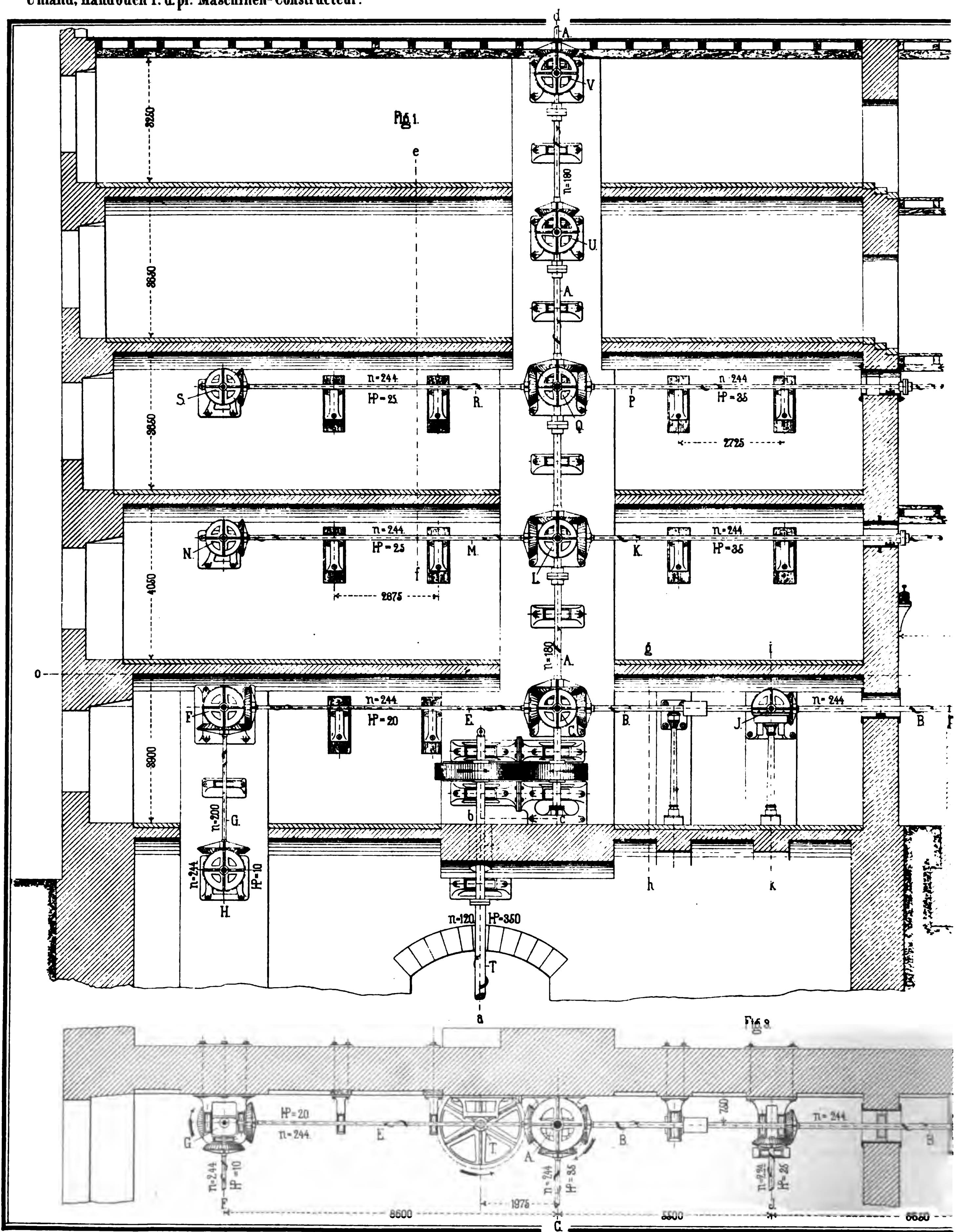


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung. Leipzig.

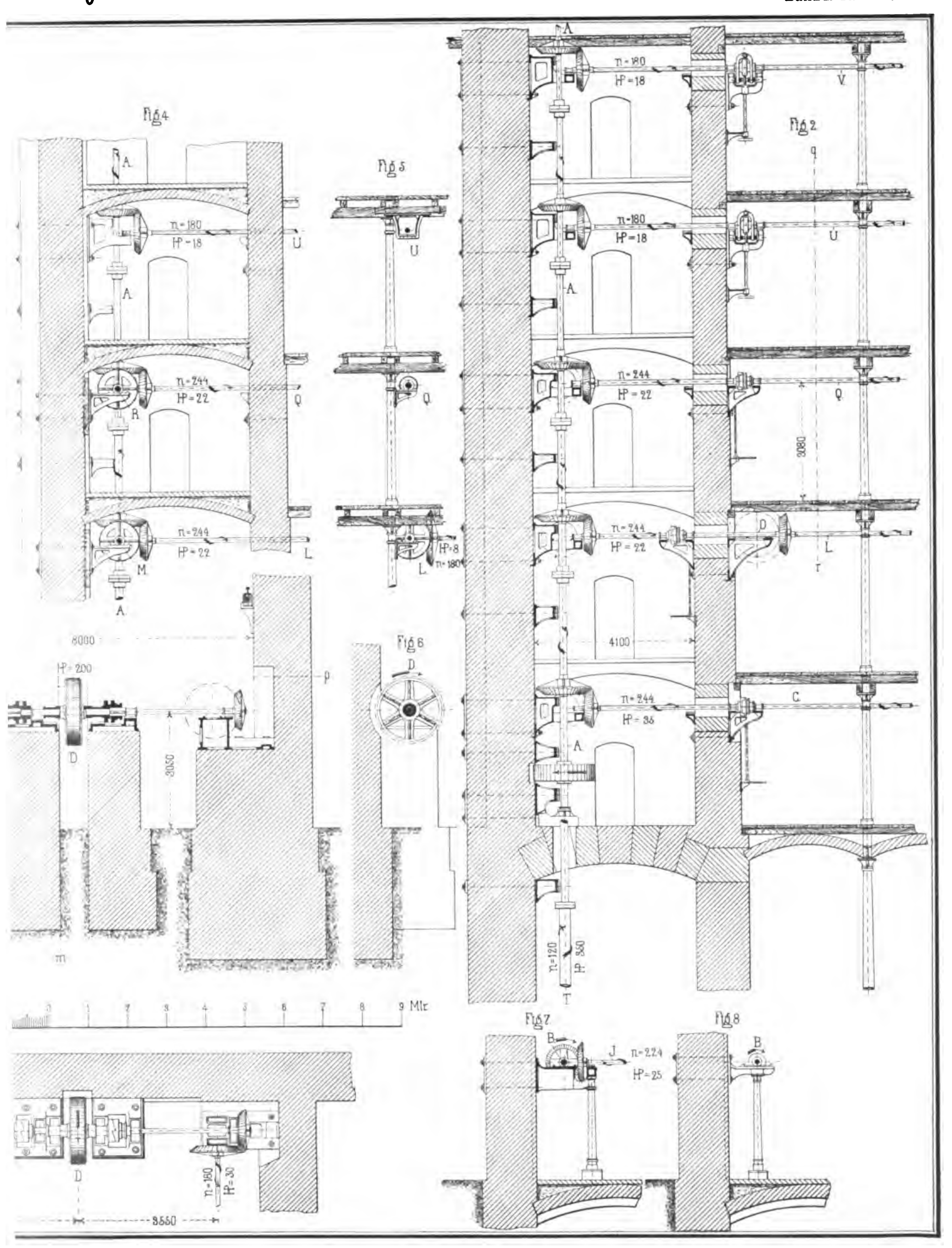


Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber Leipzig

Transmissi(

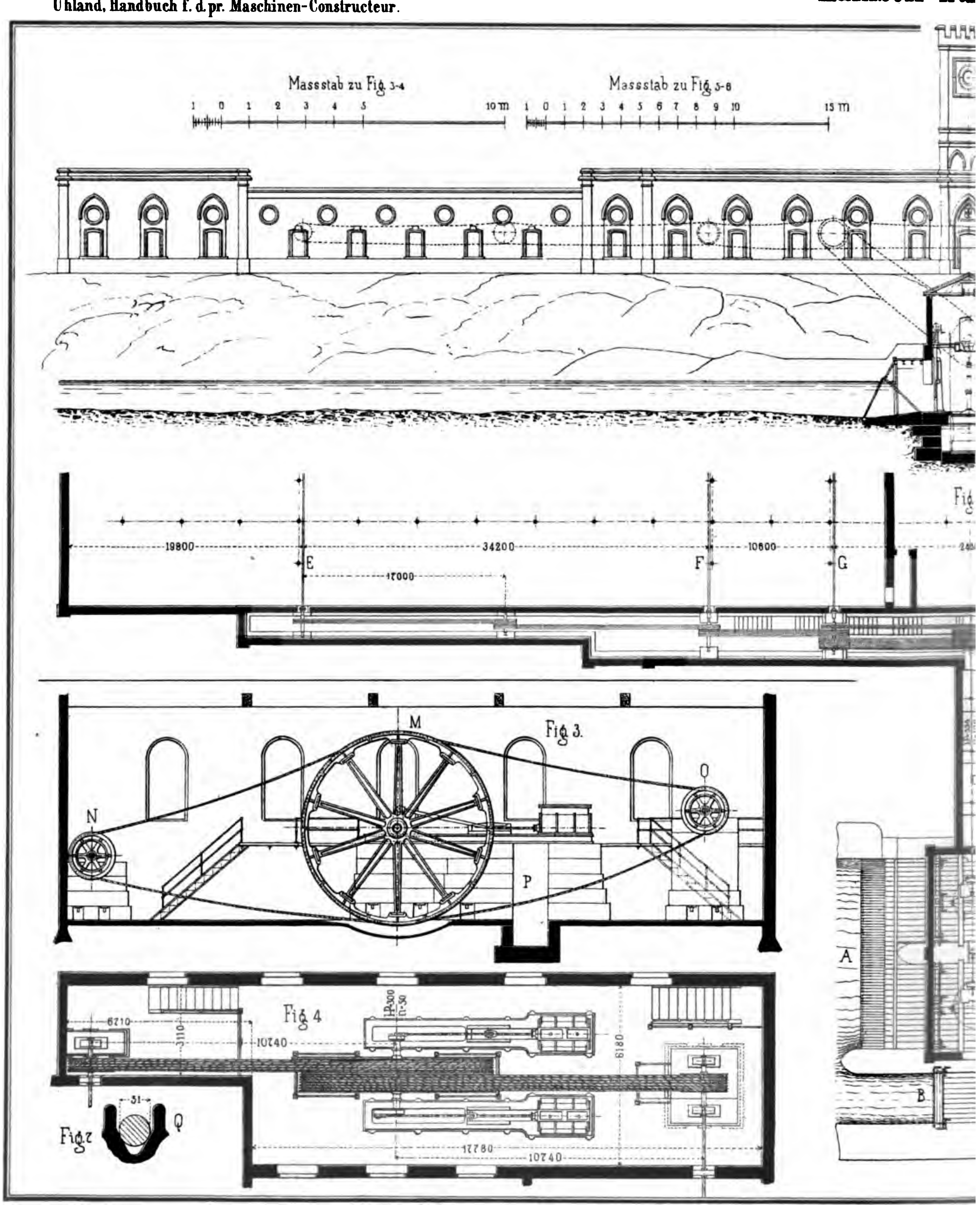


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

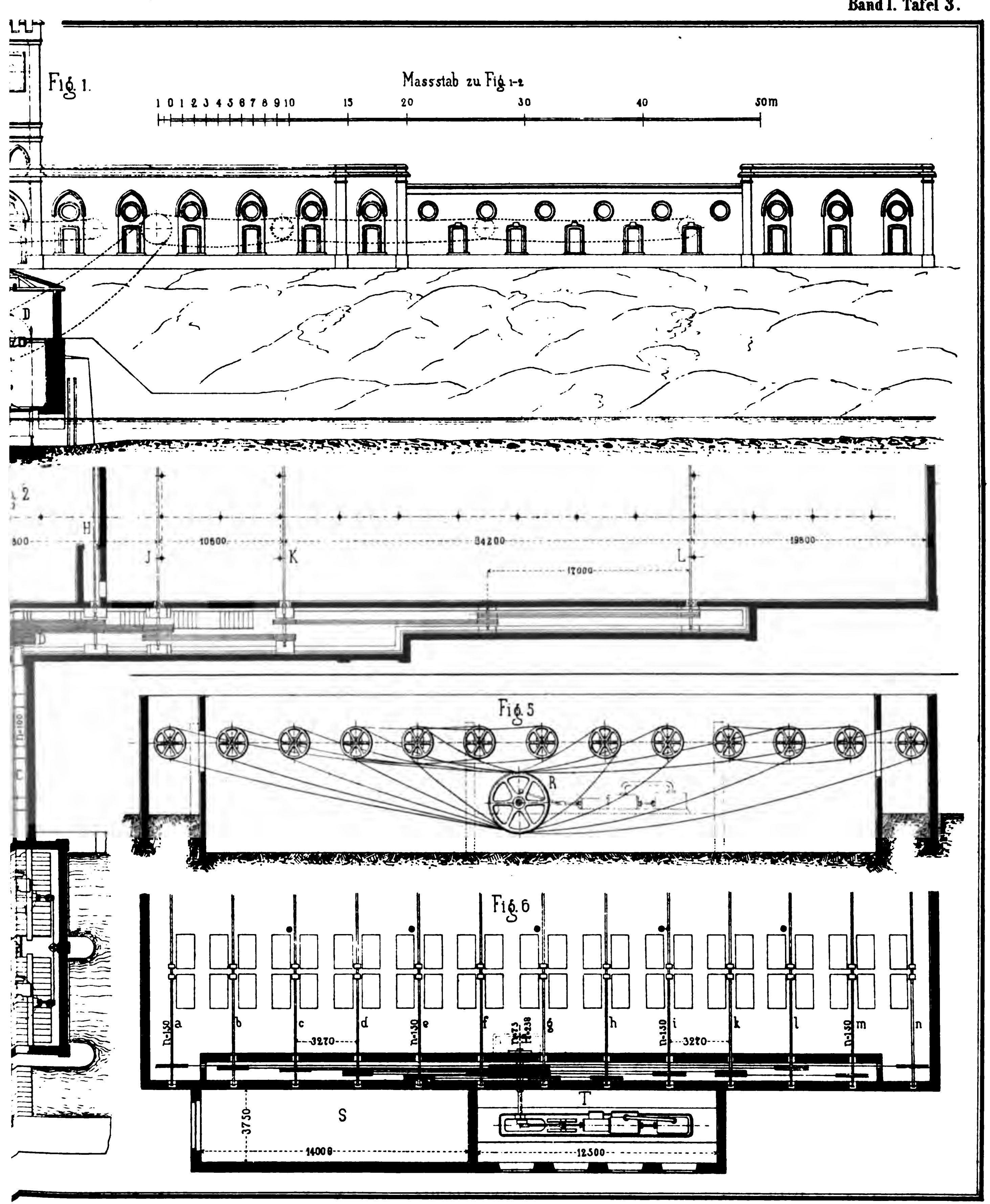


Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber Leipzig.

Hanfseil-Tra



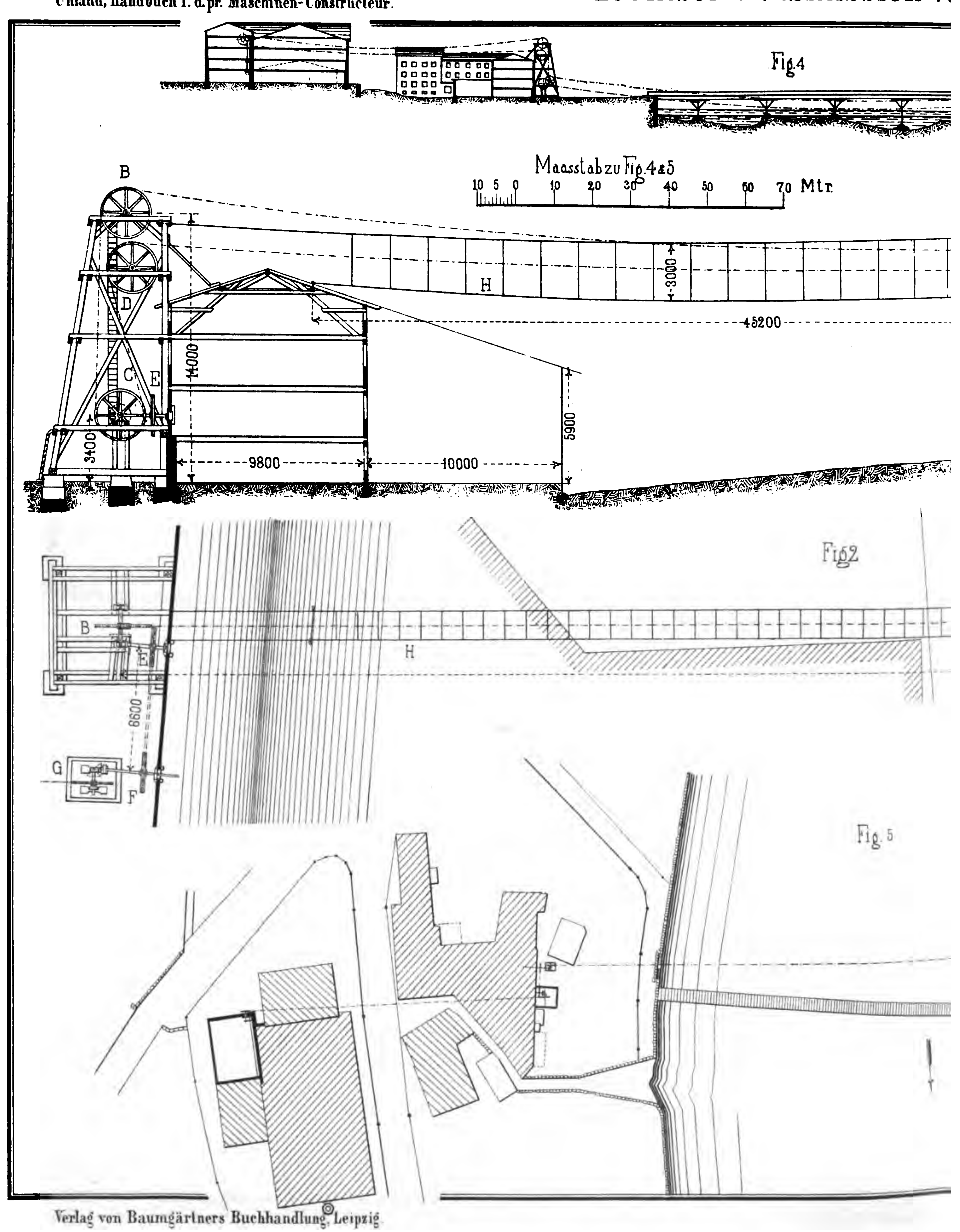
Verlag von Baumgärtners Buchhandlung. Leipzig.



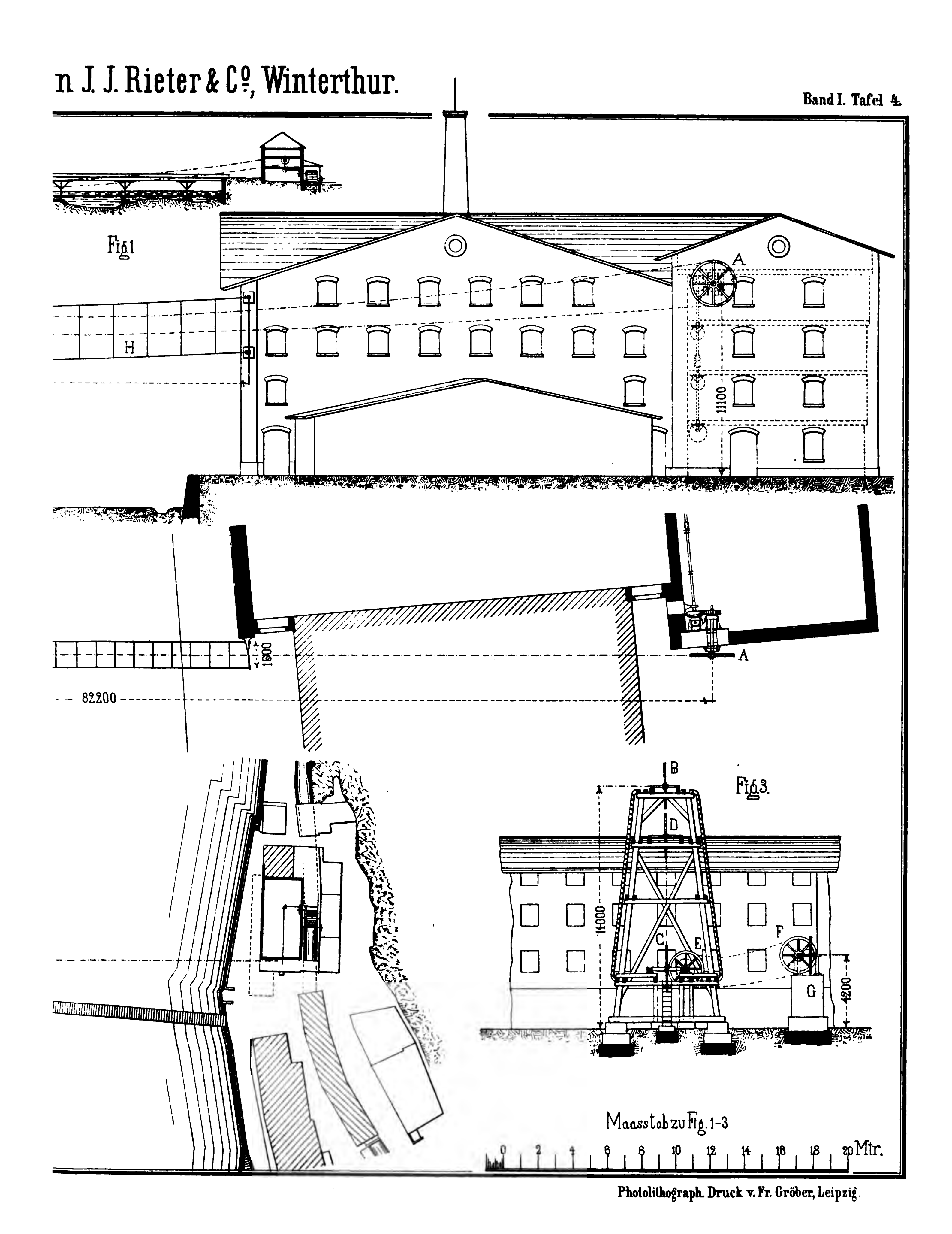
Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber Leipzig.

Uhland, Handbuch f. d. pr. Maschinen-Constructeur.

Drahtseiltransmission v

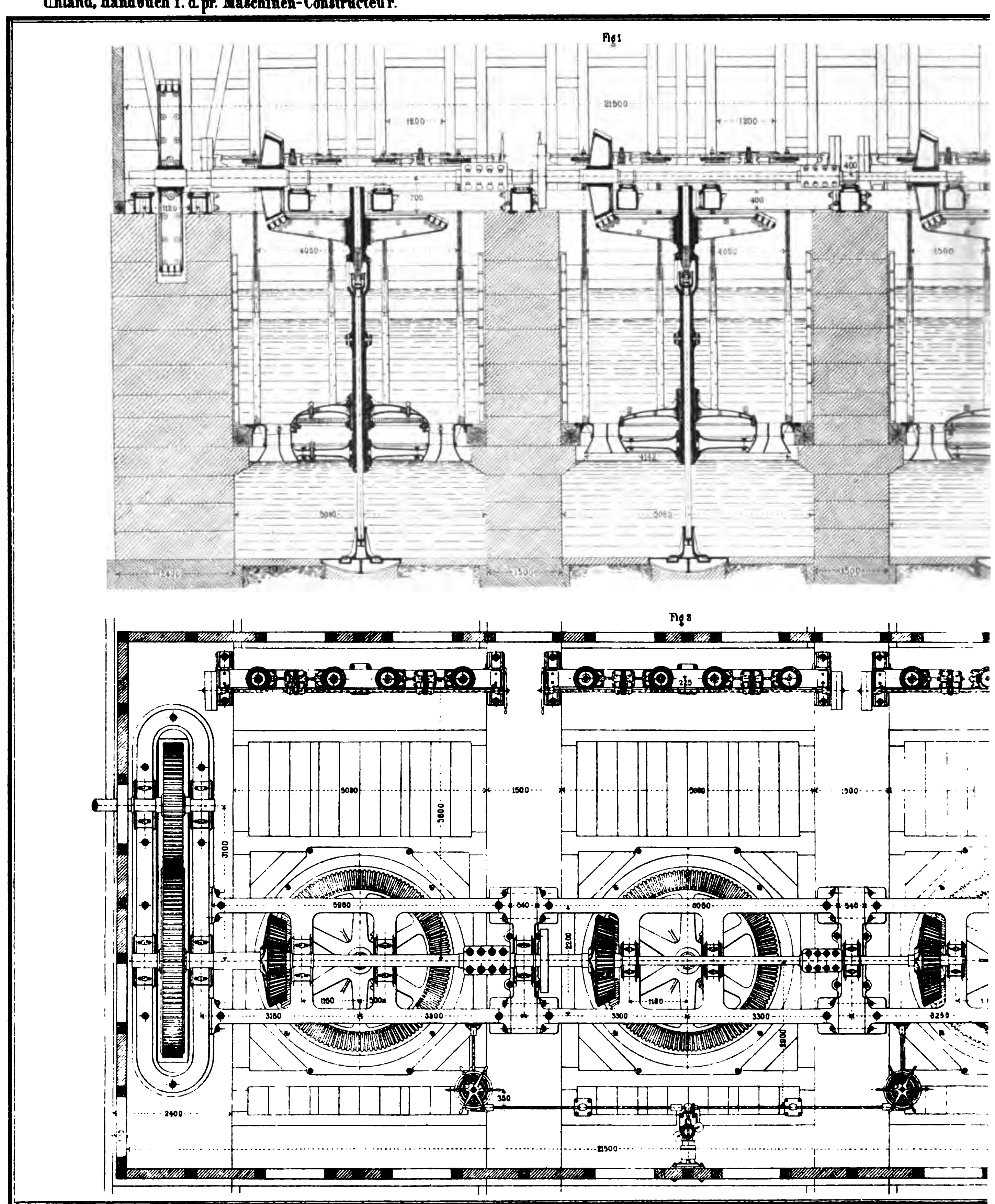


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

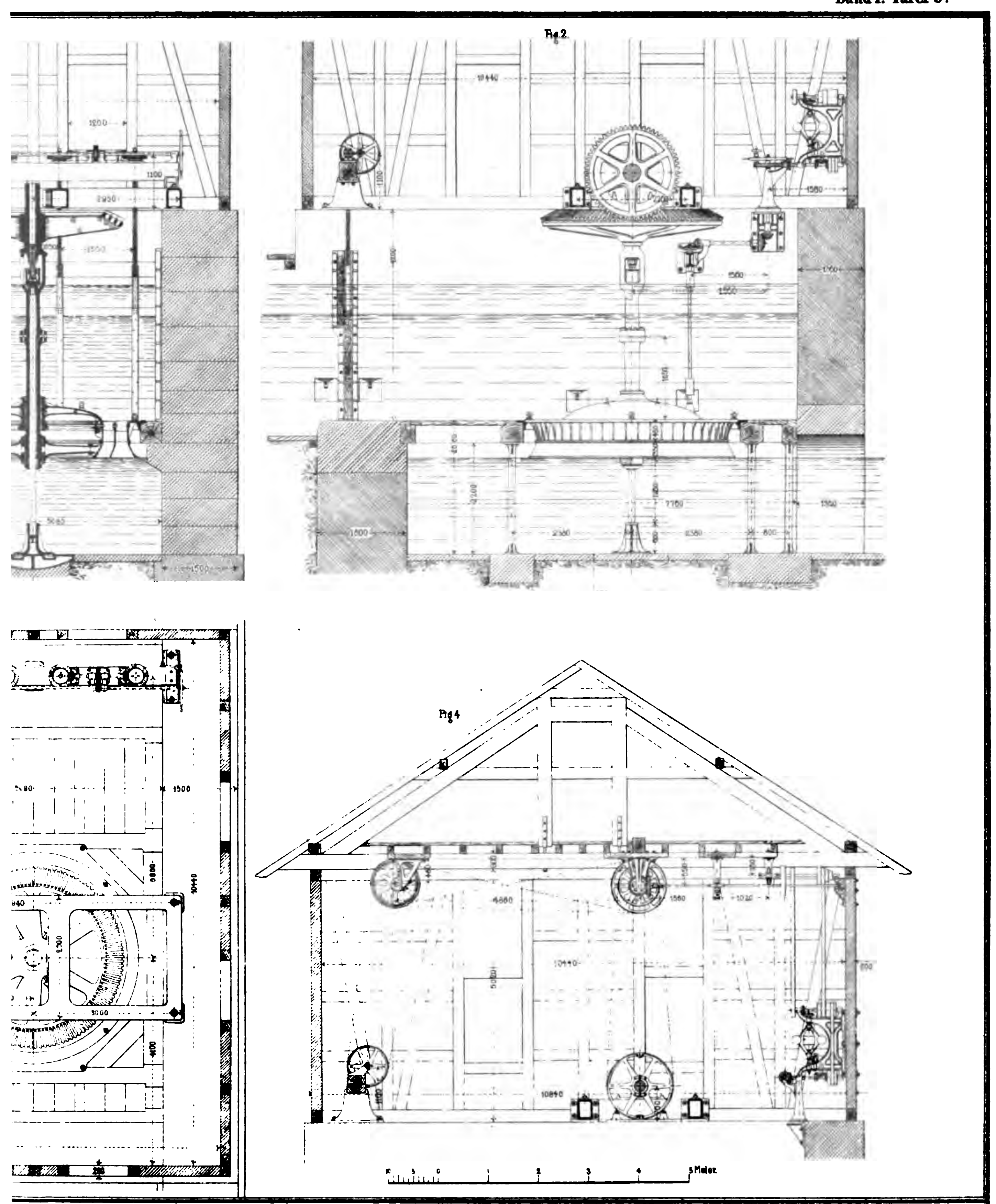


Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Turbinen-Anlage, ausgeführt von

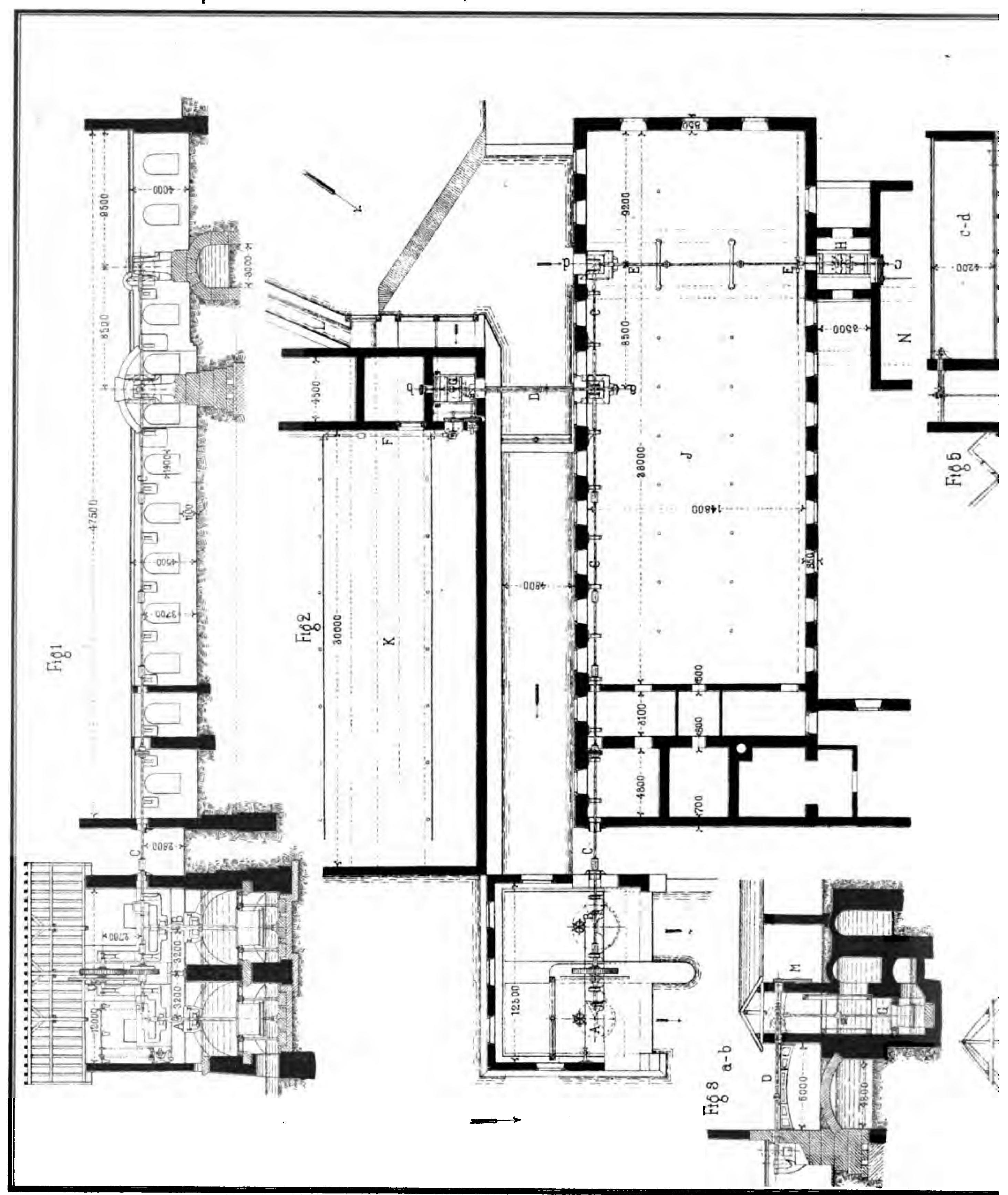


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung. Leipzig.



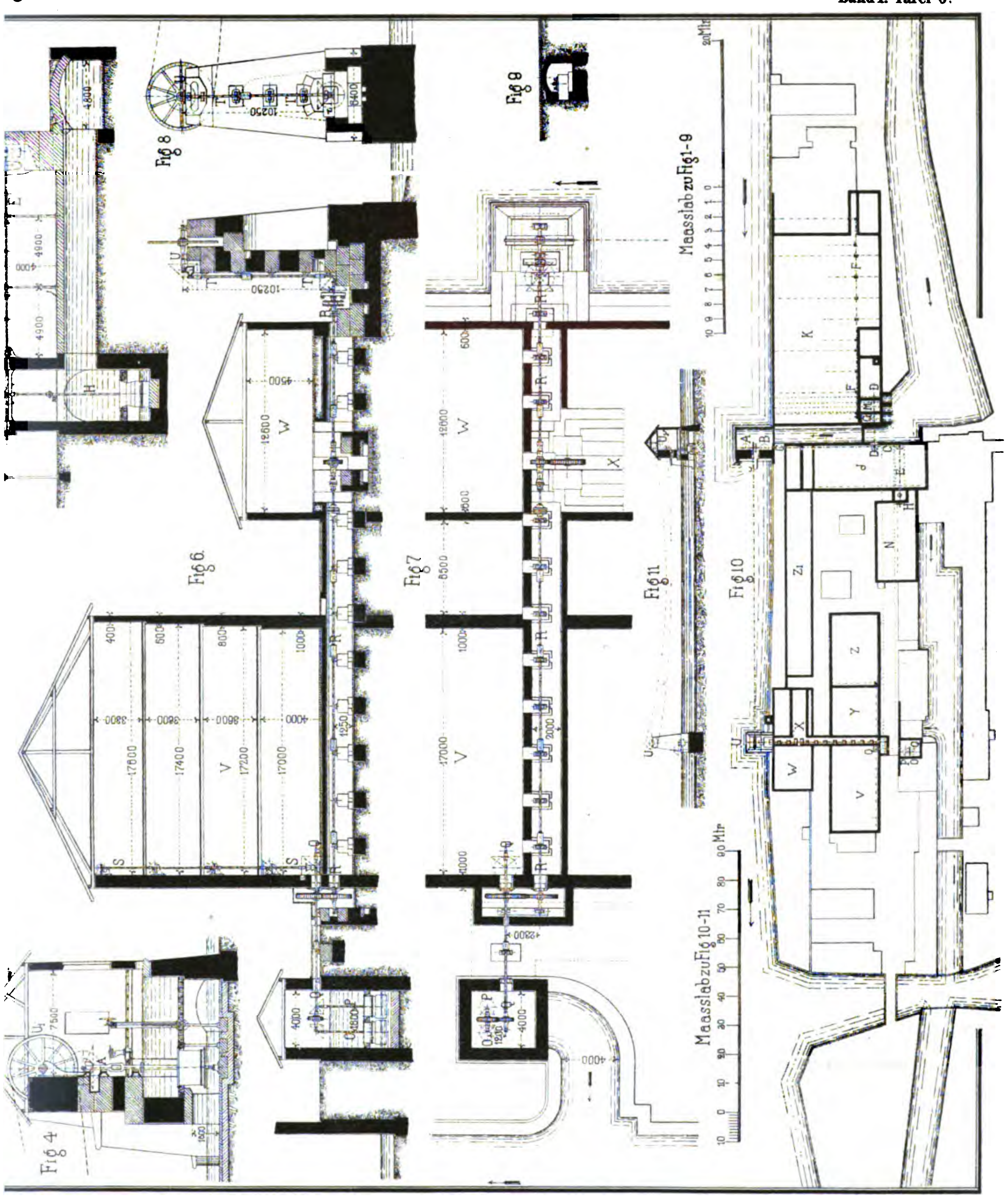
Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Turbinen-und Transmissions-Anl



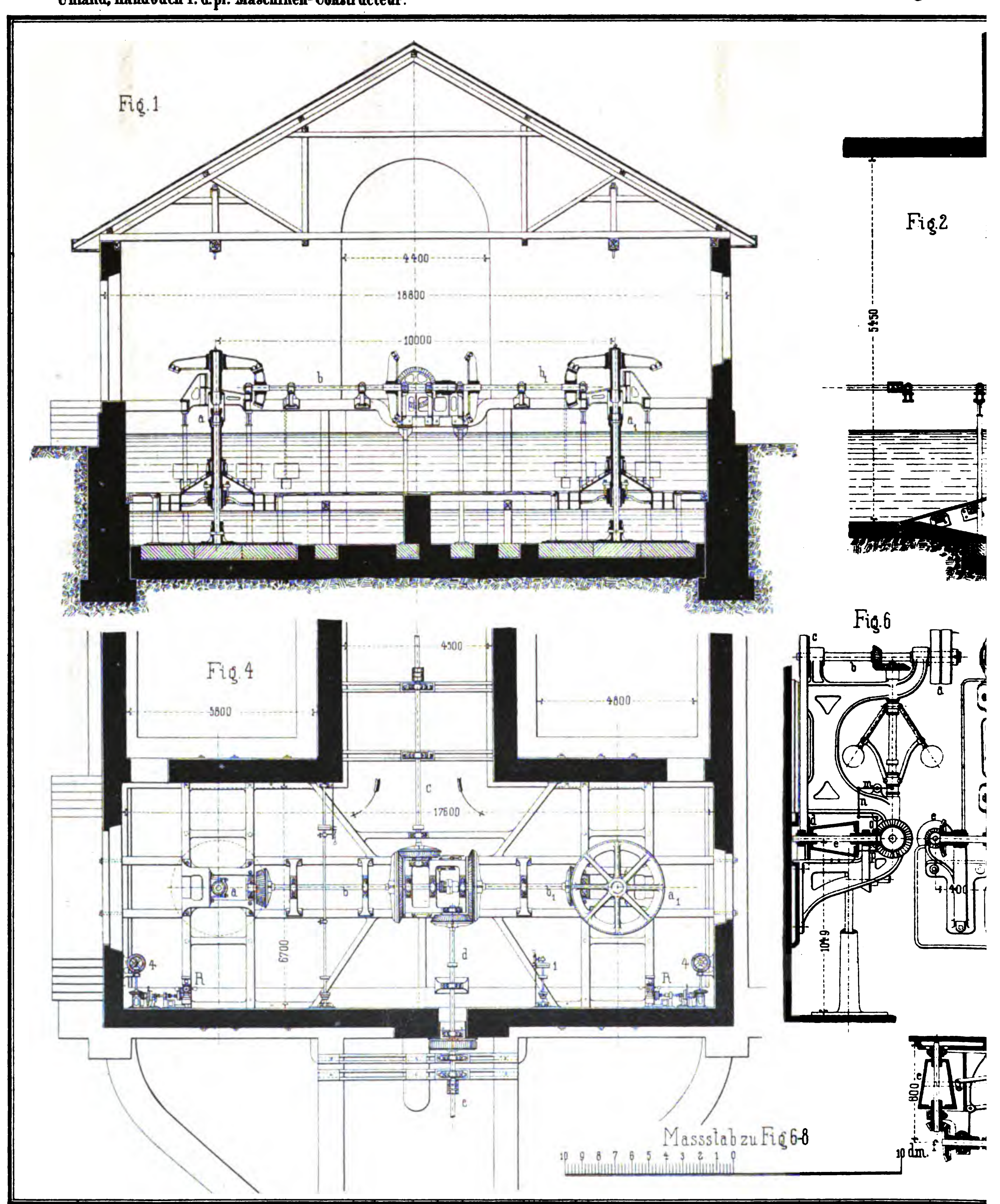
Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

ıge von J. J. Rieter & C°, Winterthur.



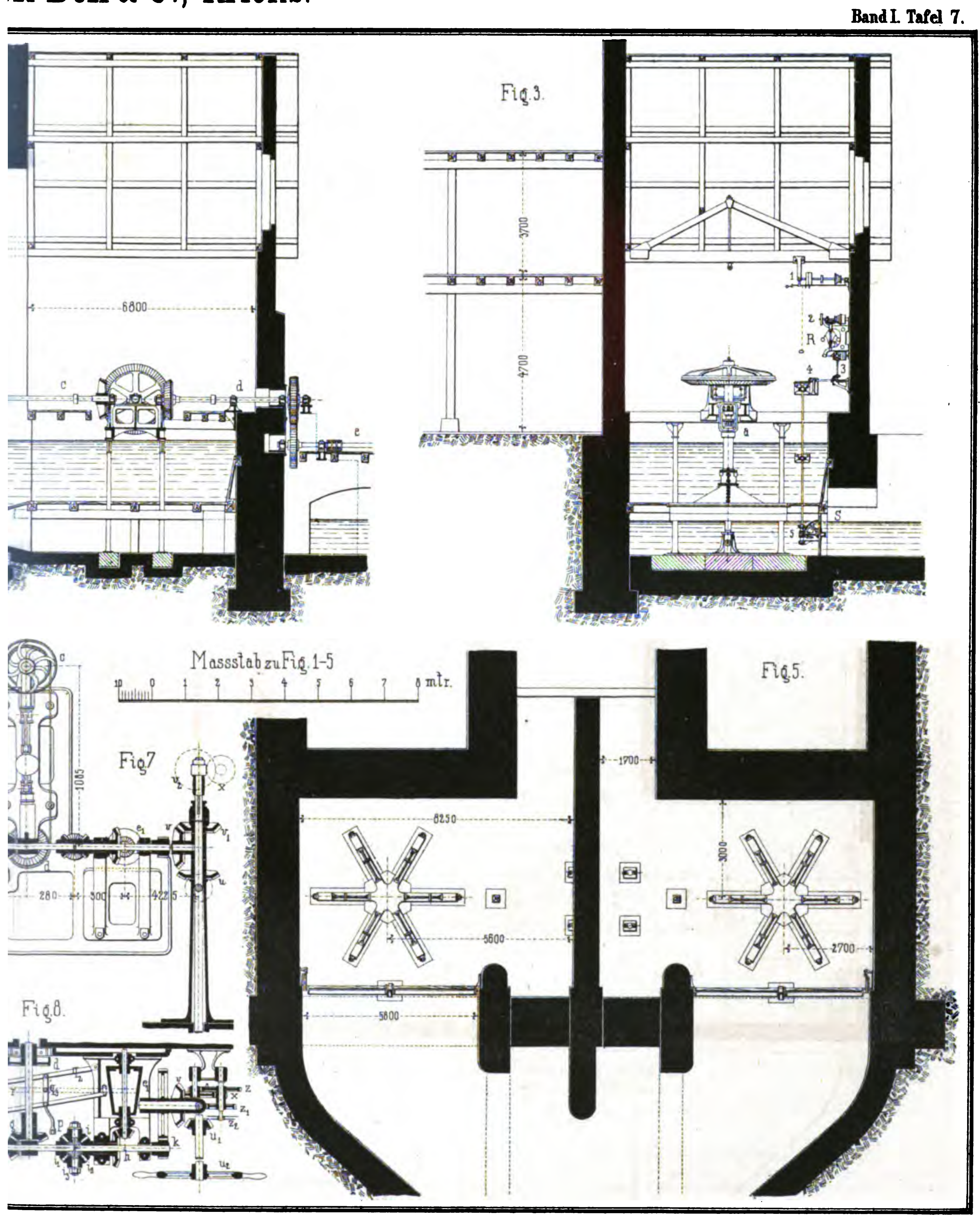
Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Turbinen-Anlage v…



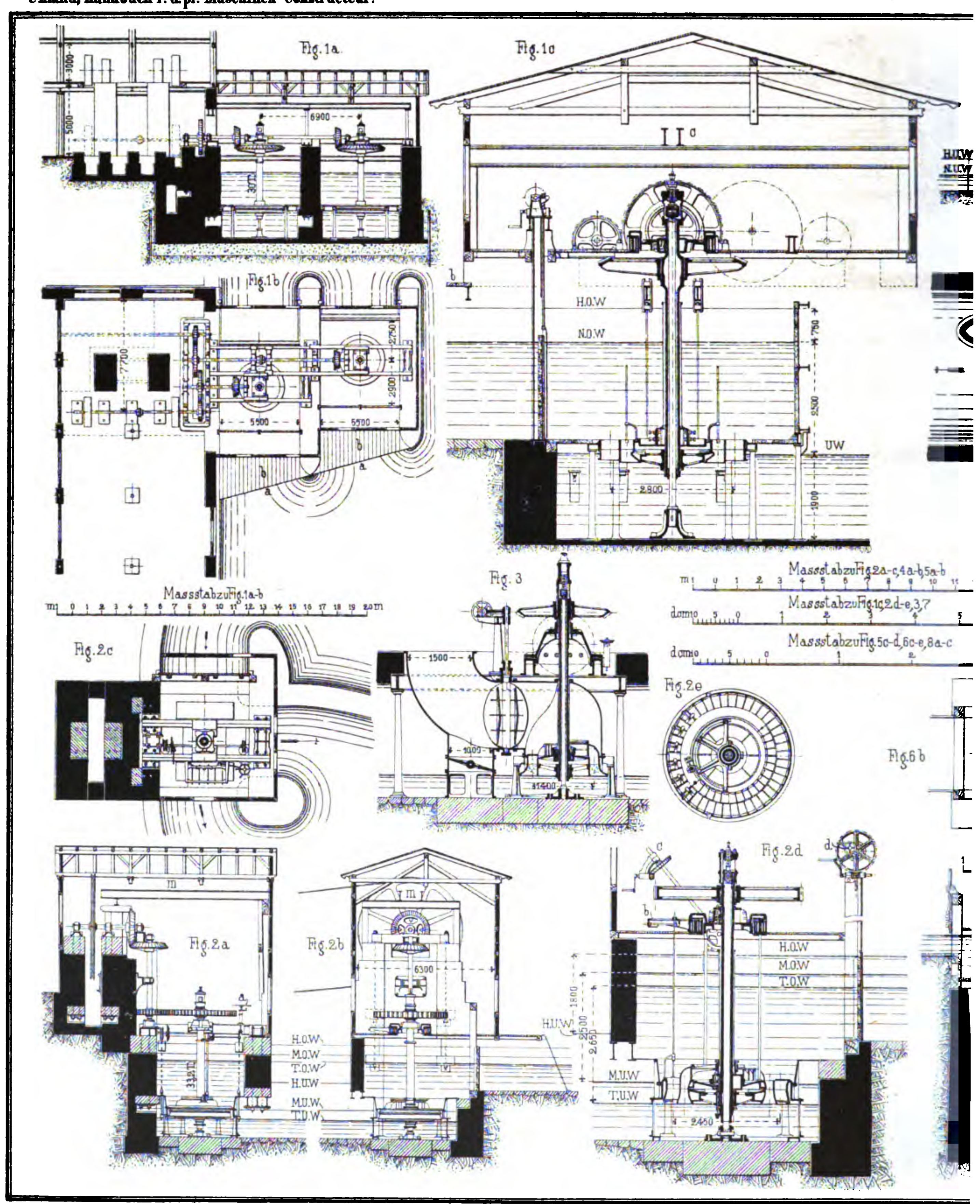
Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

ın Bell & C°, Kriens.



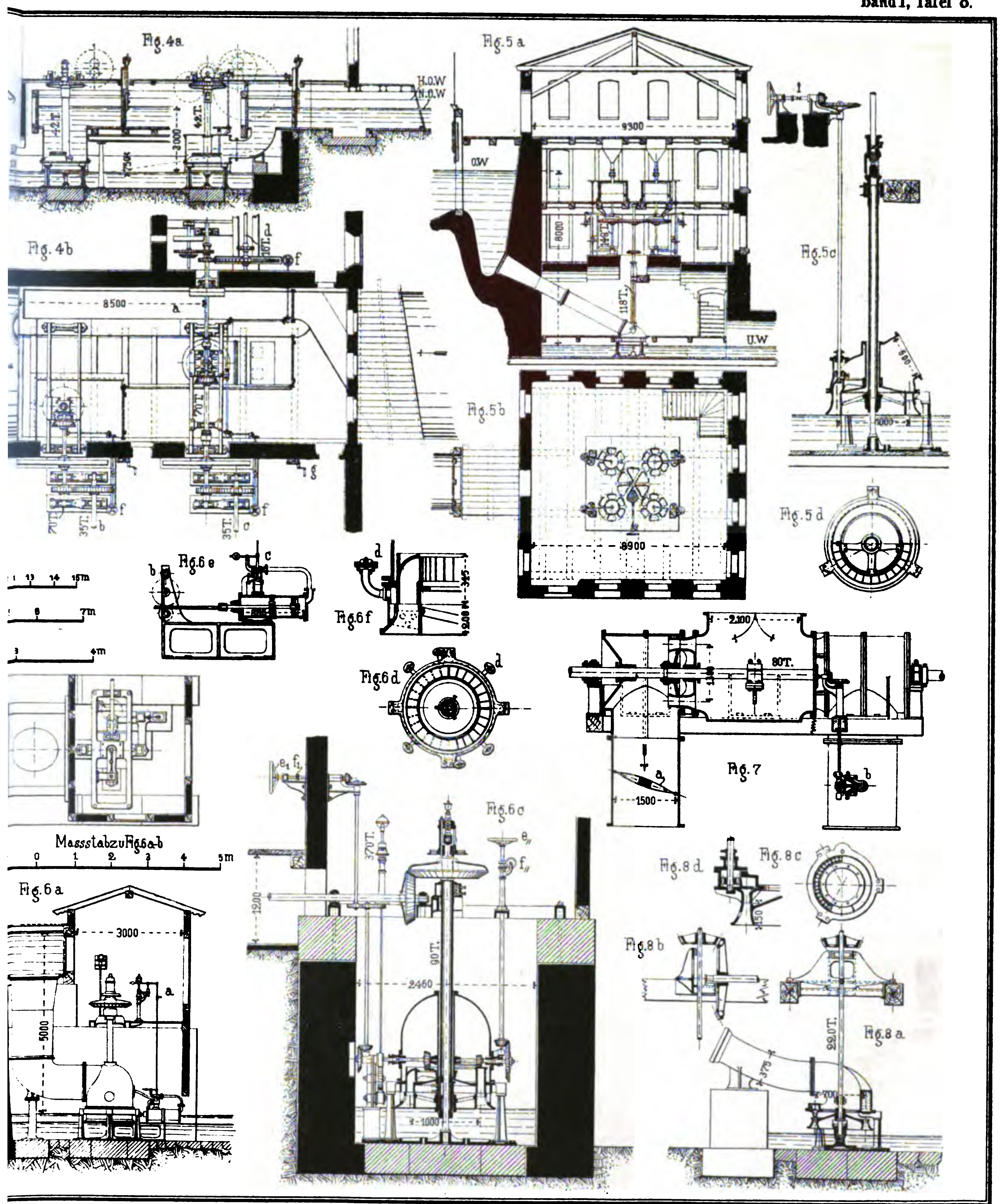
Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Turbinen-Anlagen v



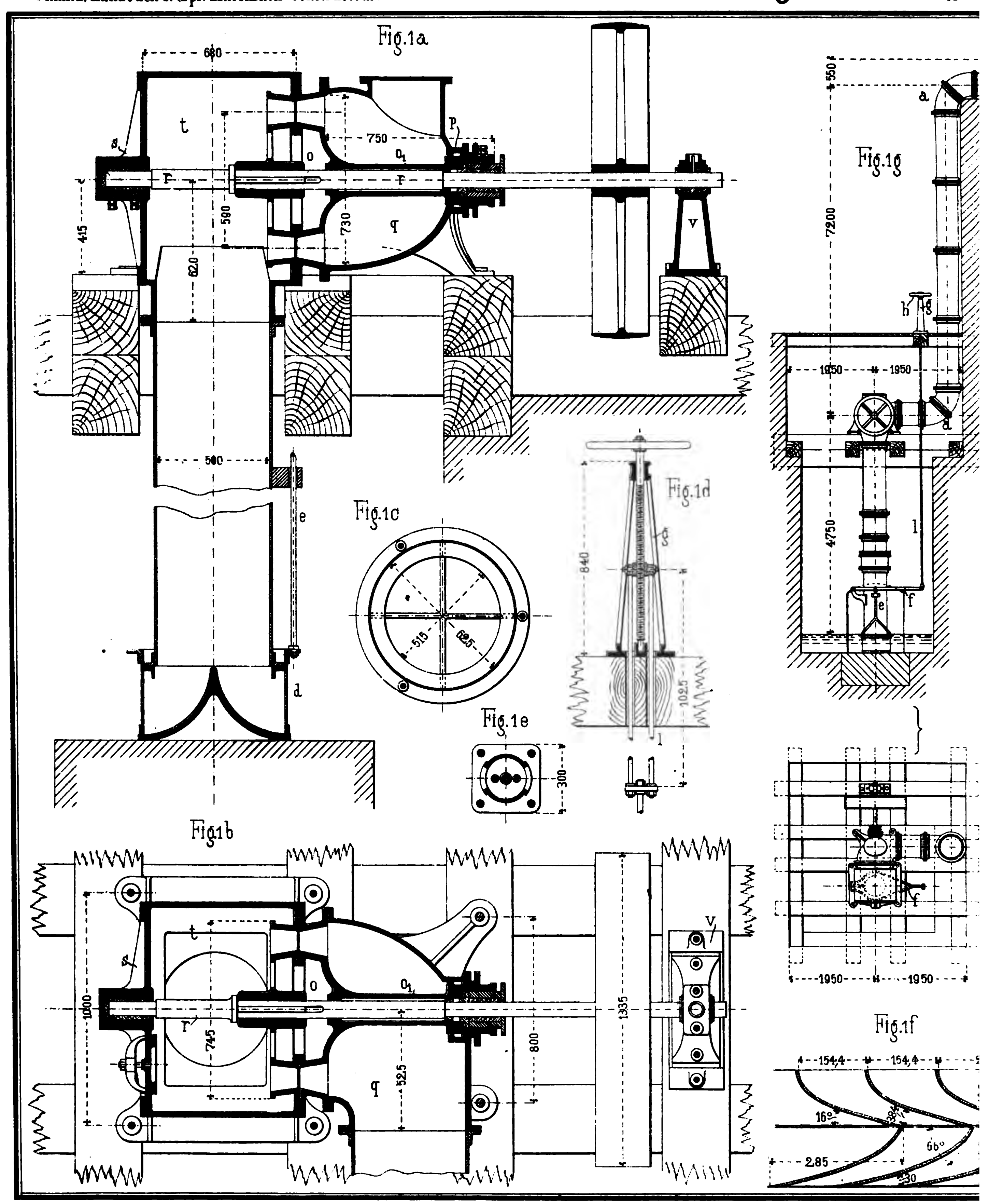
Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

ım H. Queva & Cº, Erfurt.



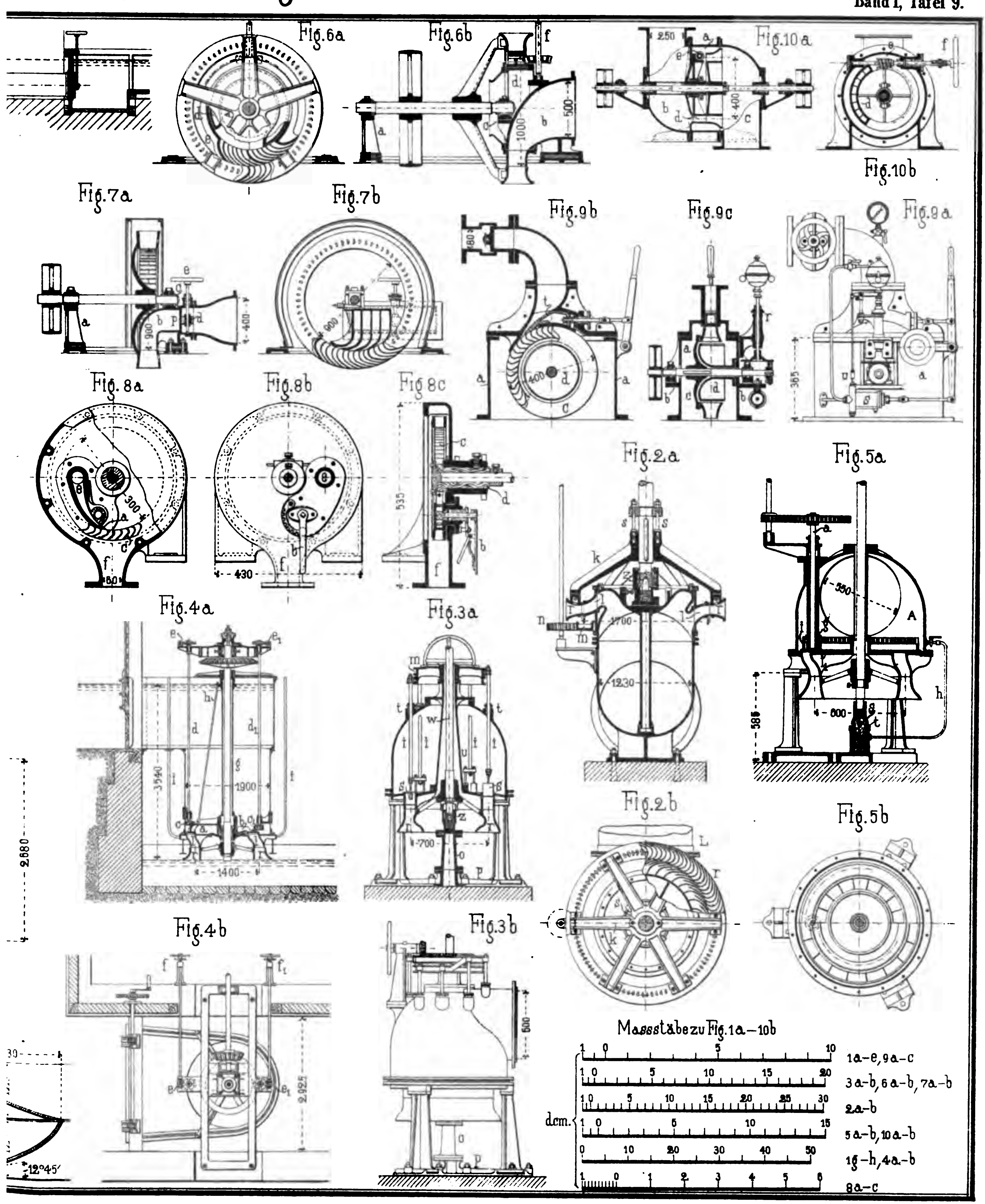
Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Turbinen-Anlagen von H. Qu



Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

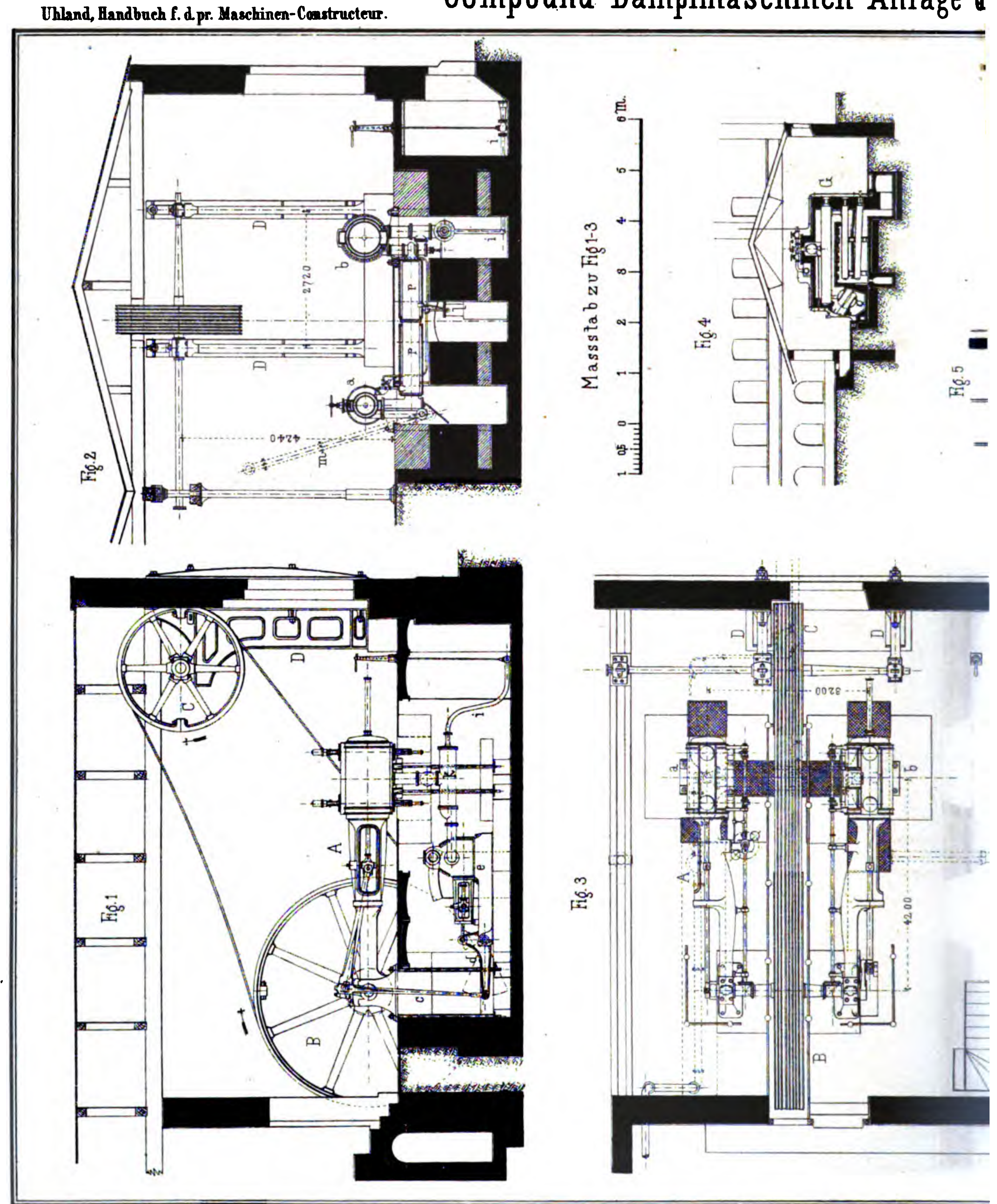
Jonvalturbine mit hori



zontaler Achse. (Fig. 1a-1g).

Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

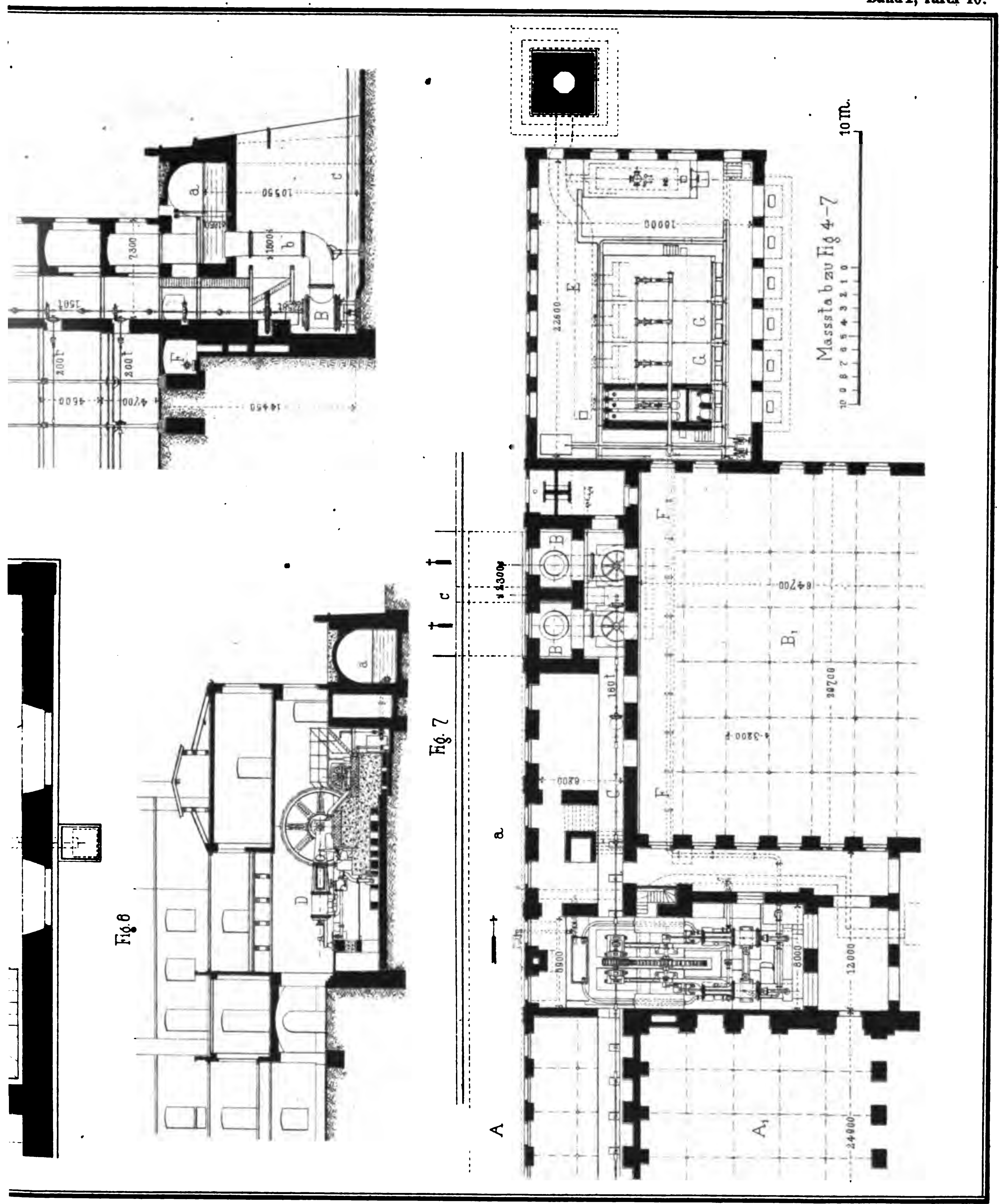
Compound-Dampfmaschinen-Anlage d



Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

Dampfmaschinen-Anlage von Es

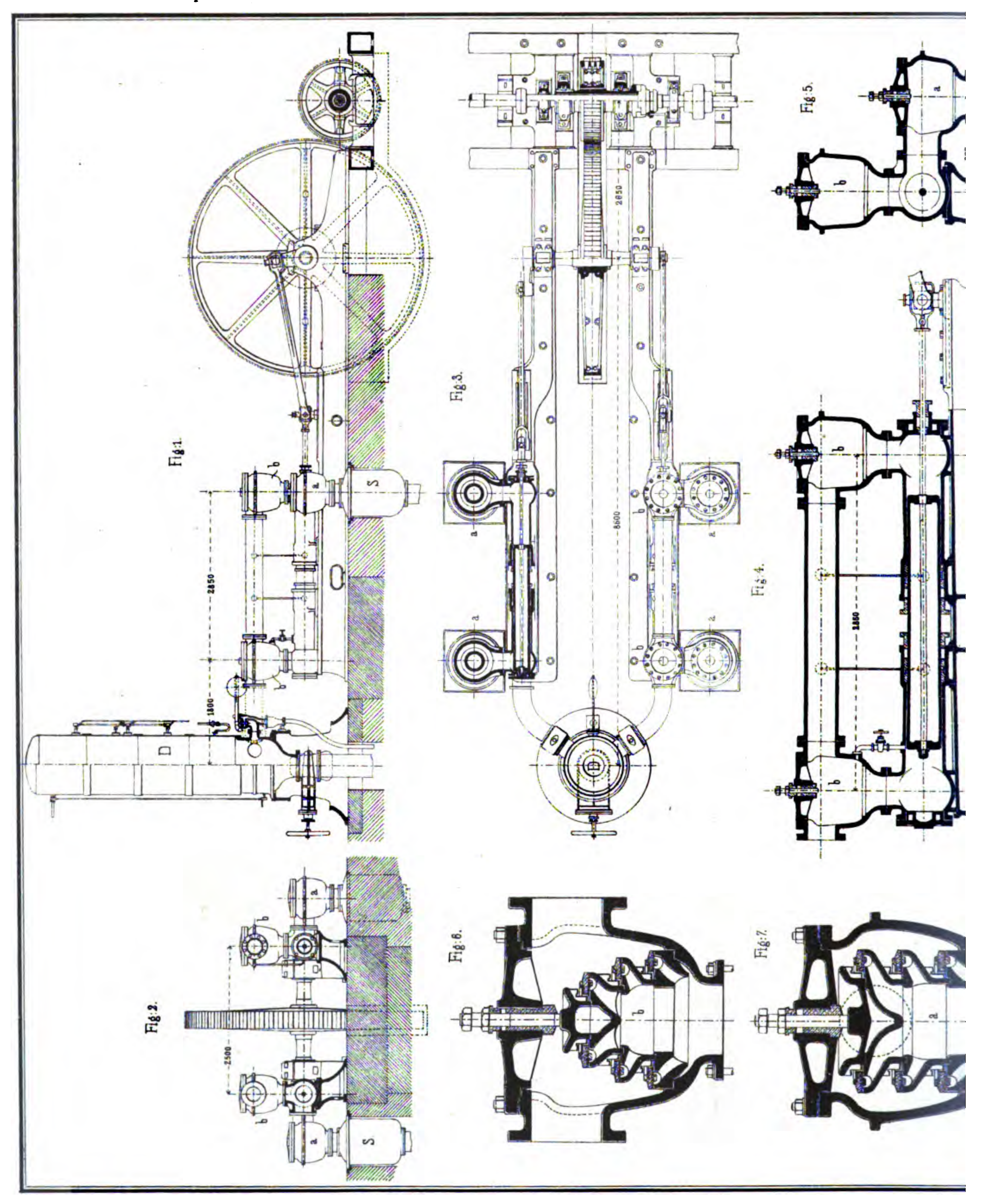
er Maschinenfabrik Augsburg. (Fig. 1-3).



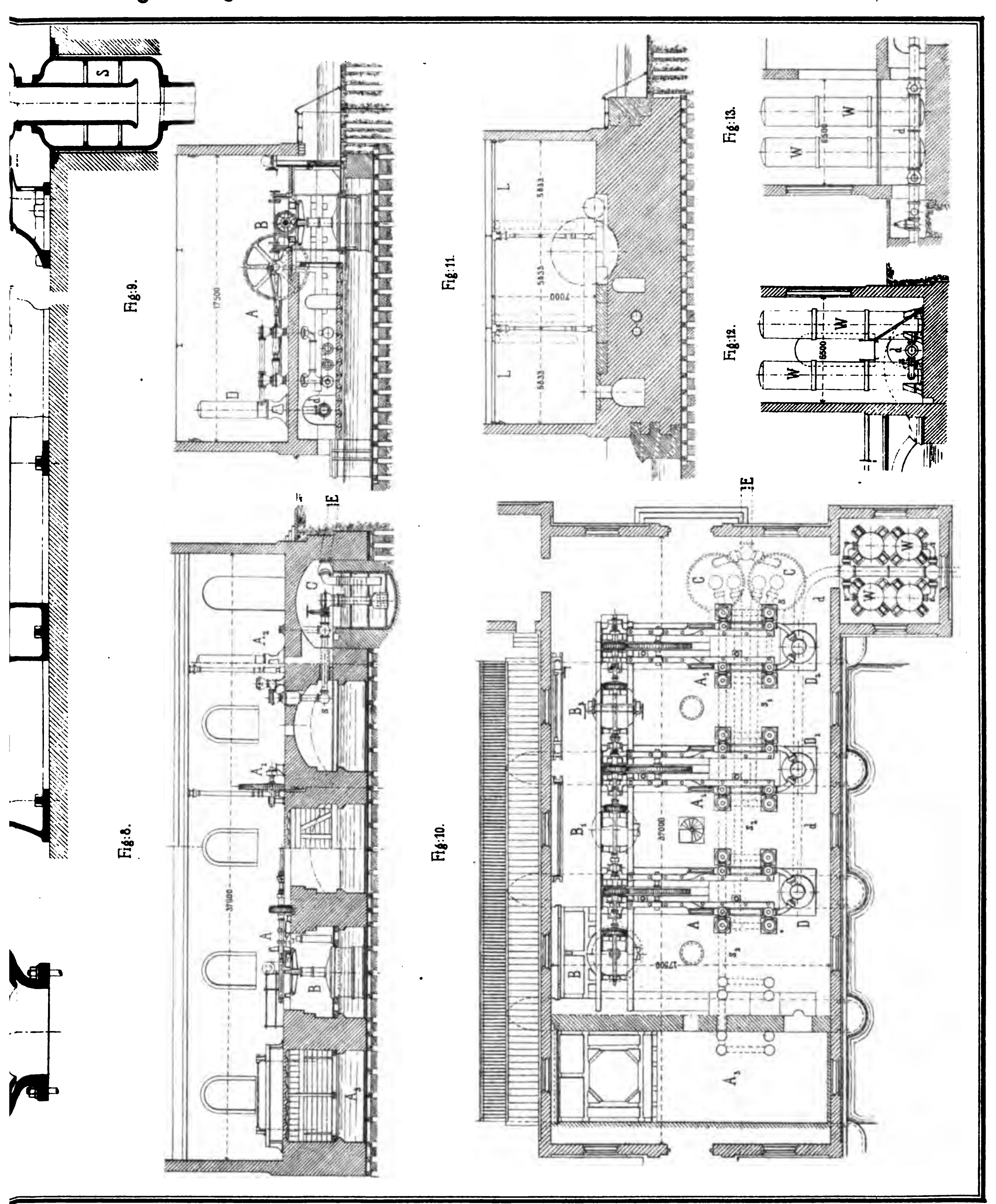
cher, Wyss & Co in Zürich (Fig. 4-7).

Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Wasserwerk der S

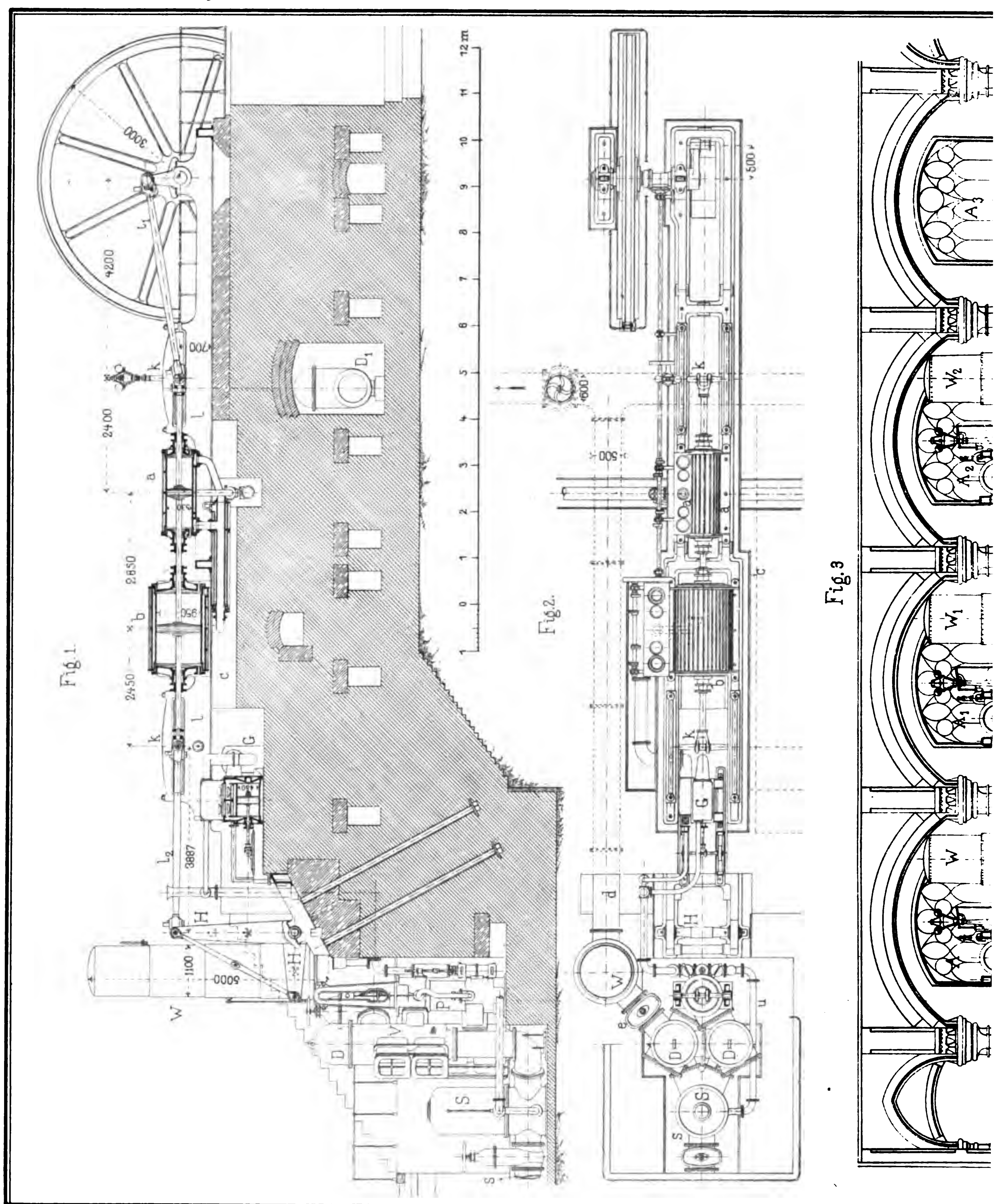


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

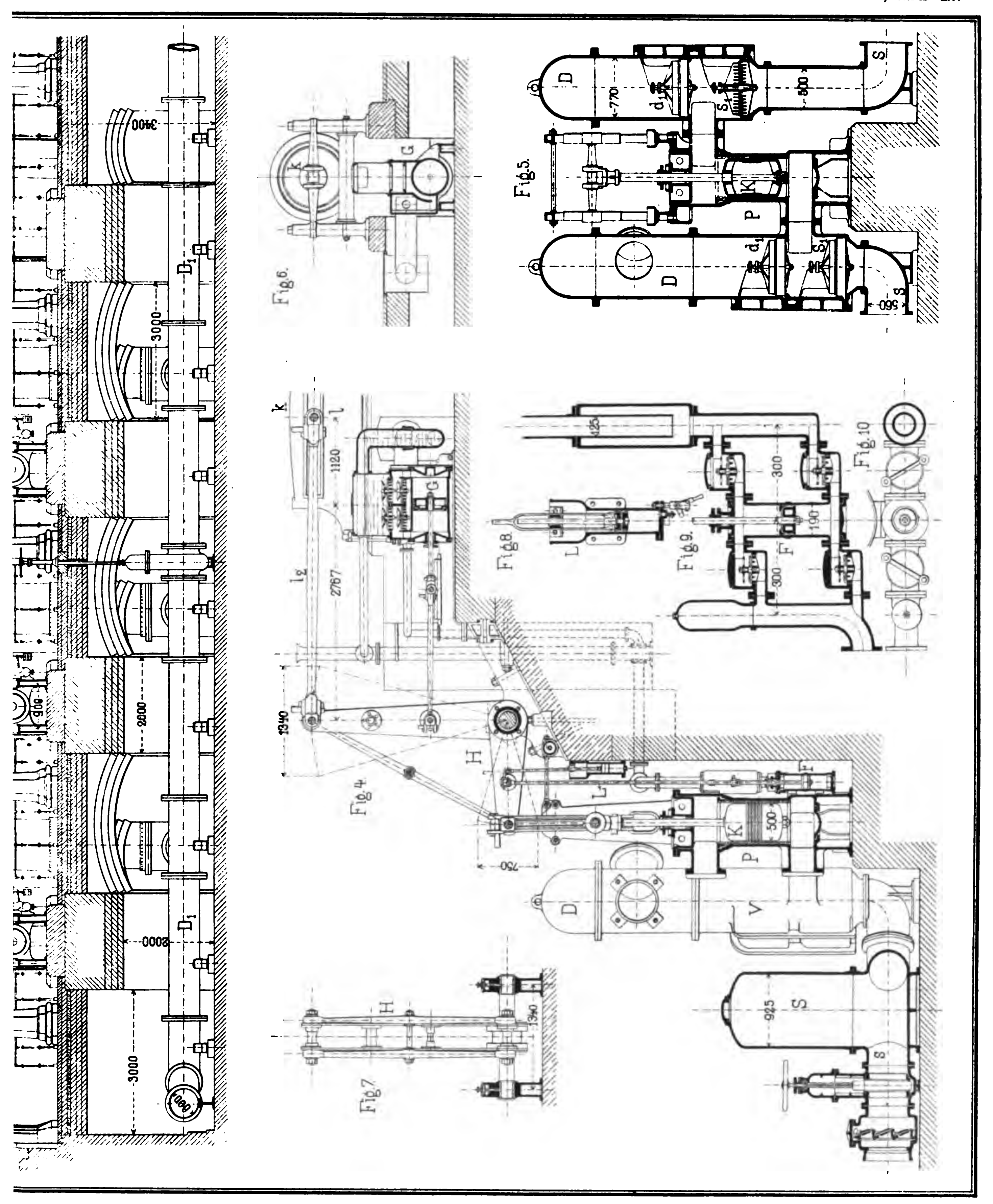


Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Wasserwerk der

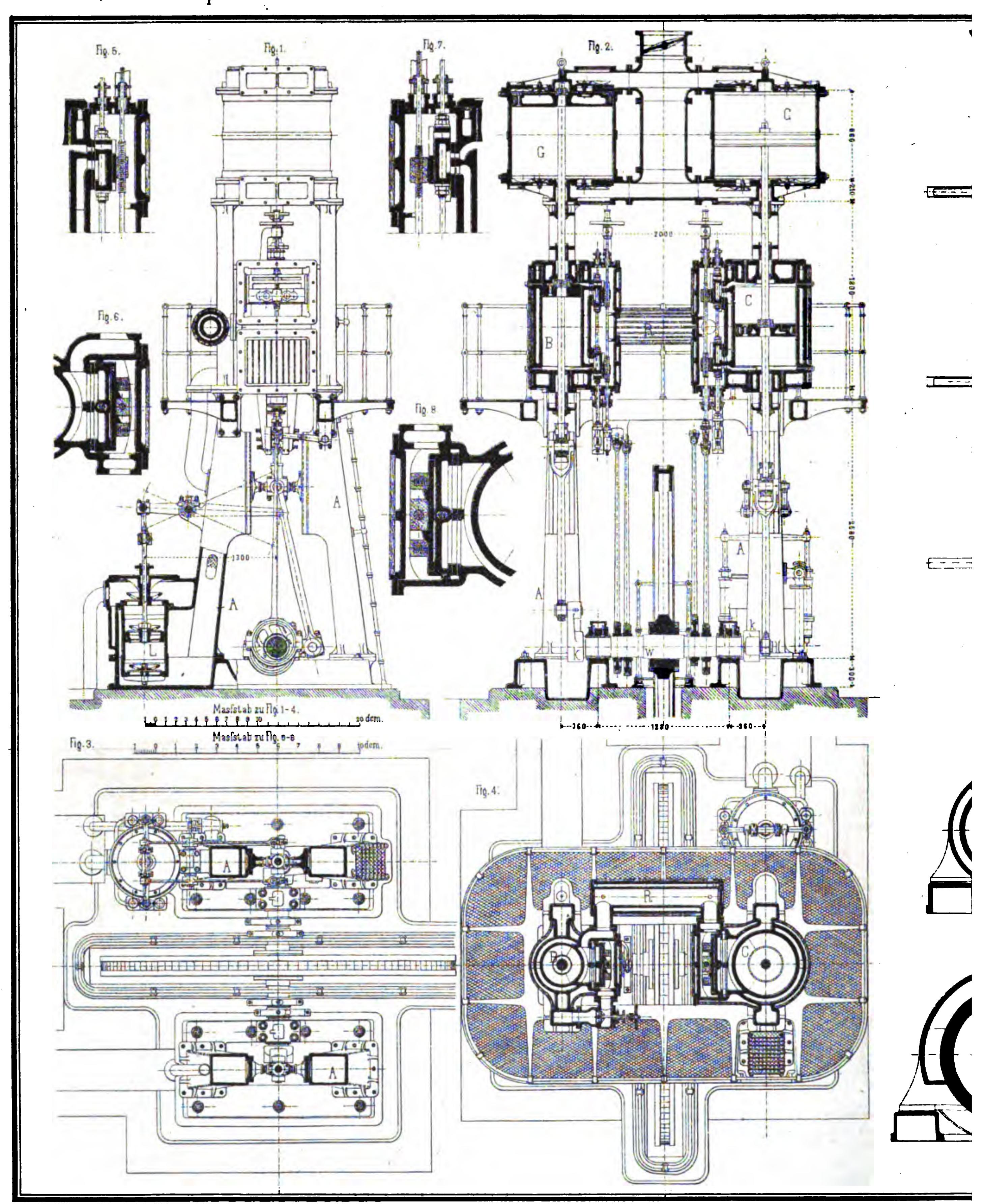


Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.



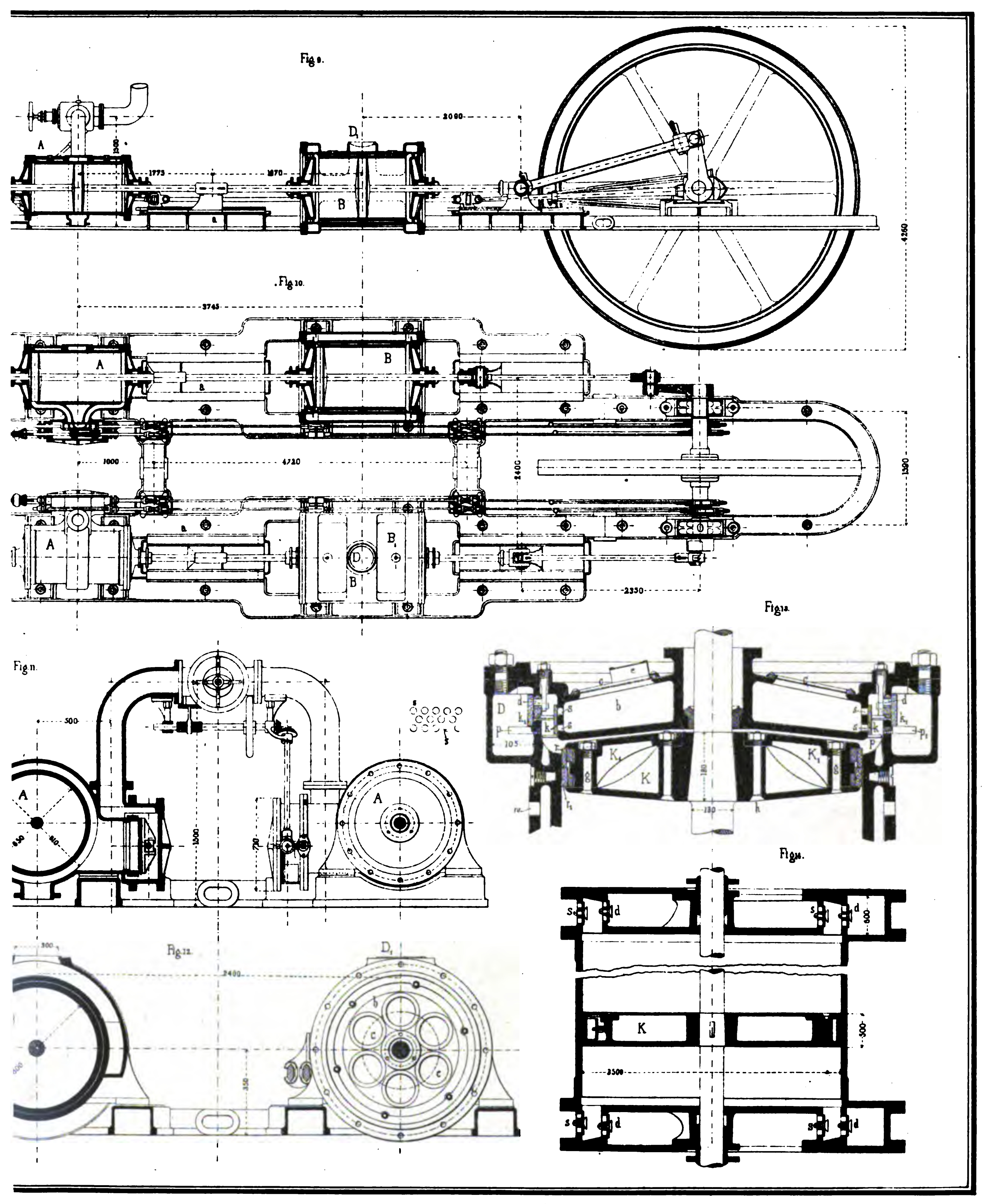
Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig

Gebläsemaschine von Gebr



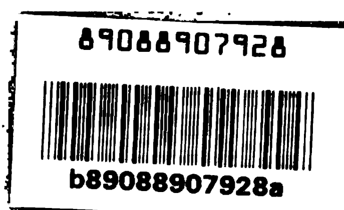
Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

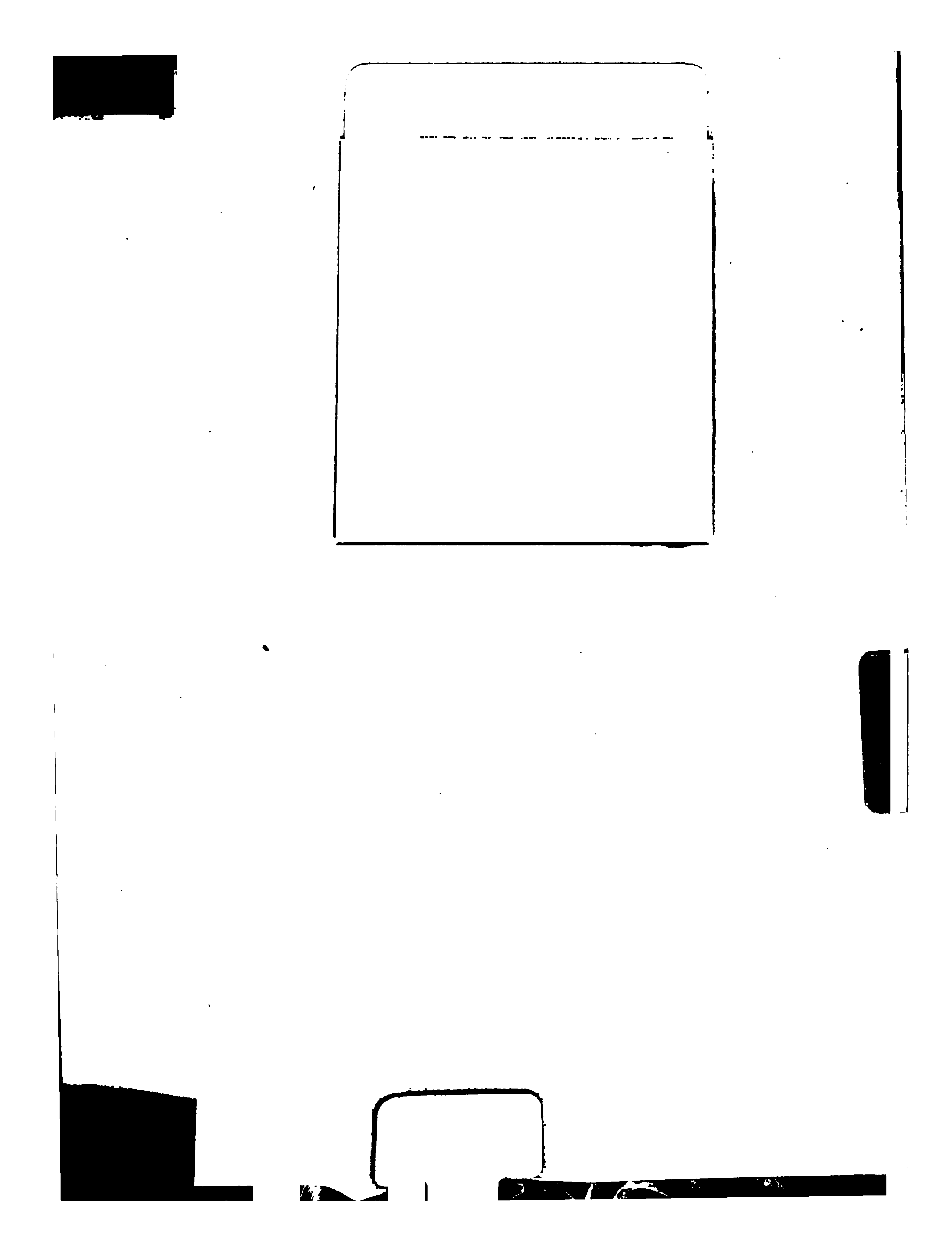
Gebläsemaschine der Königin-



Marienhütte, Cainsdorf i. S. (Fig. 9-14).

Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.






89088907928
B89088907928A